

Reference Material 1

(Translation of the relevant part)

NSK BEARING JOURNAL 643, November 1982

“Fatigue Analyses of the Rolling Bearing”

Page 2, lines 24 to line 27: marked “A”

  
In this study, a fatigue level is measured in the X-ray diffraction method, and three factors of residual stress, diffraction line half value breadth, and the amount of residual austenite which definitely change with rolling contact fatigue are measured using X-ray.”

Page 5

The result of the examination is shown in Fig. 3. Fig. 3 shows internal distribution of X-ray measurements of inner race before the test (Cylindrical roller bearing NU2206, ball bearing HR6304), and the amount of the residual austenite with respect to the depth from the surface is shown in the bottom figure.

With reference to the bottom figure, the amounts of the residual austenite about the cylindrical roller bearing NU2206 and ball bearing HR6304 are constant about 8 vol% over the depth from the surface results in  $10\mu\text{m}$ .

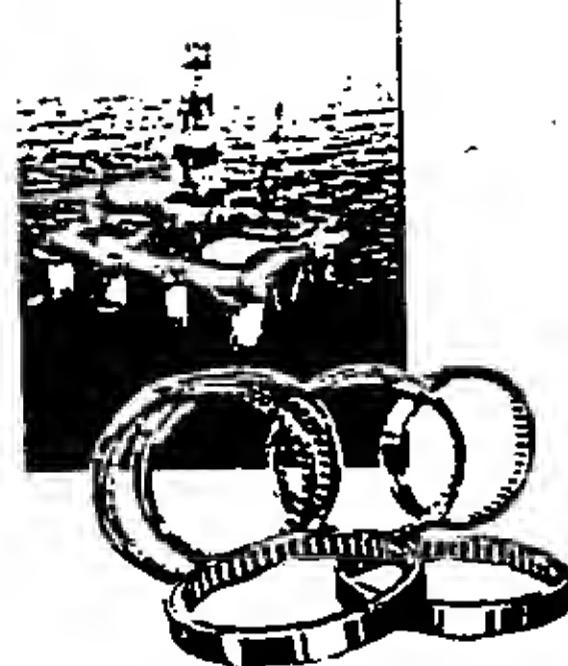
Page 5, lines 8-10: marked “D”

“Since the half value breadth, and the amount of residual austenite in a steel bearing indicate substantially constant for the portions other than the surface process affected layer, the precision of a predicted reference value is high.”

**NSK BEARING  
JOURNAL** 643

November 1982

表紙説明



石油や天然ガスなどの地下資源の開発には、厳しい自然環境のなかで、実際に、地下数千メートルの地層まで掘削する必要があります。

NSK 石油掘削機器用軸受は、マッドポンプをはじめ、各種機器に多数使用され、好評を得ています。

表紙の写真は、海洋石油掘削用リグの全景と、マッドポンプ用軸受を示しています。

(表紙の石油掘削用リグ全景  
は三菱重工業㈱の“第5  
白竜丸”的写真を借用しま  
した。)

転がり軸受の疲労解析（第1報） ..... 1  
——表面疲労損傷の解析(1)——

小形モータ用玉軸受のワニスさびの  
原因とその防止法 ..... 11

旋回輪軸受歯車の実動応力と疲労強度 ..... 18

石油掘削機器用軸受 ..... 27

歯科エアタービン ハンドピース用軸受 ..... 35

動圧グループ軸受スピンドル ..... 40

製品紹介 製品紹介 エアスピンドル ..... 42

製品紹介 センジマ圧延機用密封クリーンロール軸受 ..... 44

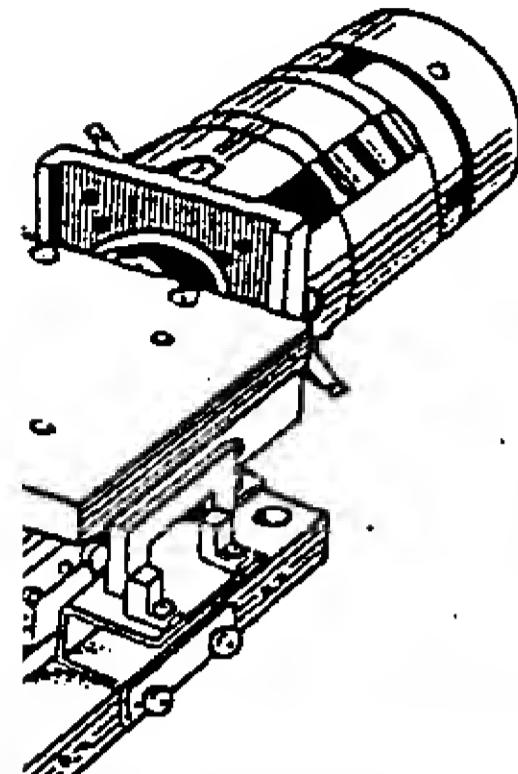
製品紹介 カークーラ用鋼板製アイドラブーリ ..... 46

製品紹介 新形精密ミニチュアボールねじ ..... 48

製品紹介 NSK ベアリングモニター<NB-2C形> ..... 51

# NSK 日本精工株式会社

開発した  
—ブル



本 社	〒100 東京都千代田区丸の内2-3-2(郵船ビル)	電話 (03) 284-1611大代表
営業本部	〒100 東京都千代田区丸の内2-3-2(郵船ビル)	電話 (03) 284-1611大代表
海外本部	〒104 東京都中央区京橋1-1-1(大阪ビル)	電話 (03) 278-5885
東京第1支社	〒104 東京都中央区京橋1-1-1(大阪ビル)	電話 (03) 278-5701
東京第2支社	〒104 東京都中央区京橋1-1-1(大阪ビル)	電話 (03) 278-5800
東京第3支社	〒104 東京都中央区京橋1-1-1(大阪ビル)	電話 (03) 278-5725
関東支社	〒323 栃木県小山市城東1-6-42(第3高岩ビル)	電話 (0285) 24-3171大代表
浜松支社	〒430 静岡県浜松市鍛冶町20(日本生命ビル)	電話 (0534) 56-1161大代表
名古屋支社	〒450 名古屋市中村区名駅4-6-18(名古屋ビル)	電話 (052) 571-6321大代表
豊田支社	〒471 愛知県豊田市下市場町5-10	電話 (0565) 31-1920大代表
大阪支社	〒540 大阪市東区京橋3-68(大阪日精ビル)	電話 (06) 942-1181大代表
神戸支社	〒650 神戸市中央区江戸町100(高砂ビル)	電話 (078) 391-8661大代表
水島支社	〒712 岡山県倉敷市通島町通島110-55	電話 (0864) 46-2115大代表
中国支社	〒730 広島市南区大州3-7-19	電話 (082) 281-3184大代表
四国支社	〒760 高松市東出町1-3	電話 (0878) 33-6201大代表
九州支社	〒812 福岡市博多区博多駅東3-12-1	電話 (092) 451-5671大代表
北海道支社	〒060 札幌市中央区北一条東9-13	電話 (011) 231-1496大代表
東北支社	〒983 仙台市日の出町2-3-8	電話 (0222) 57-2221大代表
新潟支社	〒950 新潟市女池7-2-11	電話 (0252) 85-6391大代表
北陸支社	〒921 金沢市西泉4-128	電話 (0762) 42-5261大代表
横浜営業所	〒221 横浜市神奈川区金港町3-5(太陽生命横浜ビル)	電話 (045) 453-1901大代表
日立営業所	〒316 茨城県日立市多賀町5-16-1	電話 (0294) 36-3382-4
太田営業所	〒373 群馬県太田市東本町43-11	電話 (0276) 25-3451-2
沼津営業所	〒410 静岡県沼津市東沢田字道下215-5	電話 (0559) 21-1841大代表
三河営業所	〒448 愛知県刈谷市住吉町3-7(杉浦ビル)	電話 (0566) 22-5071大代表
姫路営業所	〒670 兵庫県姫路市東今宿1-5-14	電話 (0792) 94-5691-2
北九州営業所	〒802 福岡県北九州市小倉北区浅野2-14-1(KMMビル)	電話 (093) 551-7801大代表
宜蘭営業所	〒050 北海道室蘭市中島町1-4-2	電話 (0143) 44-2980大代表
多摩川工場	〒146 東京都大田区下丸子2-12-8	電話 (03) 759-1151大代表
横浜工場	〒251 神奈川県藤沢市誠沼神明1-5-50	電話 (0466) 26-1111大代表
大津工場	〒520 大津市晴嵐1-16-1	電話 (0775) 37-1600大代表
石部工場	〒529 長崎県甲賀郡石部町石部3814	電話 (074877) 3161-4
前橋工場	〒371 前橋市鳥羽町78	電話 (0272) 51-1511大代表
総社工場	〒371 前橋市総社町1-8-1	電話 (0272) 53-1331大代表
埼玉工場	〒348 埼玉県羽生市大字藤井下組字大沼1110	電話 (0485) 65-1111大代表

(海外現地法人)

NSK ユーボレーション / アメリカ・シカゴ、ロスアンゼルス  
フーパー NSK / アメリカ・アナーバー、ロスアンゼルス、ダラス、  
ナウスブレンフィールド、インディアナポリス

NSK カナダ / カナダ・トロント

NSK ドイツ / 西ドイツ・ジュッセルドルフ、フランクフルト、  
シュツットガルト

NSK フランス / フランス・パリ

NSK オーストラリア / オーストラリア・メルボルン、シドニー

NSK ブラジル / ブラジル・サンパウロ

NSK ヨーロッパ / イギリス・ロンドン

NSK オランダ / オランダ・アムステルダム

NSK シンガポール / シンガポール、バンコク(タイ)

NSK イタリア / イタリア・ミラノ

(海外駐在員事務所)

西ドイツ・ジュッセルドルフ

メキシコ・メキシコシティ

スペイン・バルセロナ

南アフリカ・ヨハネスブルグ

(海外工場)

アメリカ・アナーバ、クラリンダ

ブラジル・サンパウロ

イギリス・ピーターラ

ング 機械部品の  
統合メーカー

**NSK**

精工株式会社

丸の内・郵船ビル  
1611(大代表)

## NSK BEARING JOURNAL

643

非売品

印 刷 昭和57年11月15日

発 行 昭和57年11月22日

発行所

日本精工株式会社

東京都千代田区丸の内2-3-2(郵船ビル)

©日本精工株式会社 1982年

編集人 角田和雄

発行人 足立定夫

印刷所 株式会社紅屋印刷

# **NSK BEARING JOURNAL**

**643**

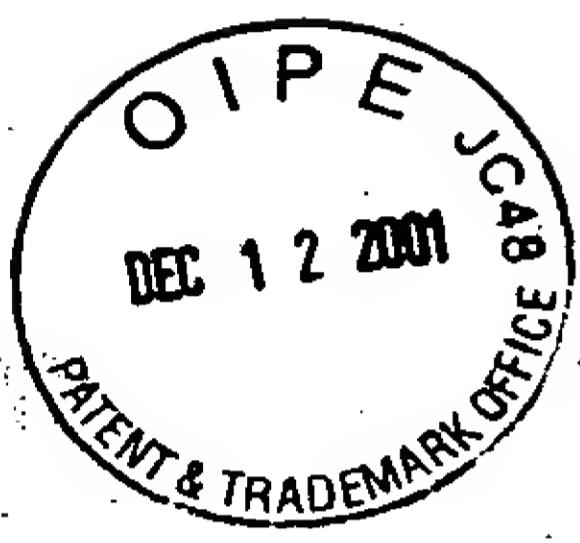
## **Contents**

★ **Technical Papers**

- Fatigue Analysis of Rolling Bearings (Part 1) — Analysis of Surface Fatigue Damage (1) — ... 1
- Cause and Prevention of Ball Bearing Rusting due to Insulating Varnish in Electric Motors ..... 11
- Tooth-Root Stress under Operating Conditions and Fatigue Life of Slewing Bearing Gears ..... 18
- Oil Drilling Rig Bearings ..... 27
- Dental Air-turbine Drill Bearings ..... 35

★ **New Products**

- Hydrodynamic Grooved Spindles ..... 40
- Air Spindle (GBS-Series) ..... 42
- Sealed Clean Bearings for Sendzimir Mills ..... 44
- Stamped-Steel Idler Pulleys with Bearings for Automotive Air-conditioners ..... 46
- Newly-developed Precision Miniature Ball Screws ..... 48
- NSK Bearing Monitor Type NB-2C ..... 51



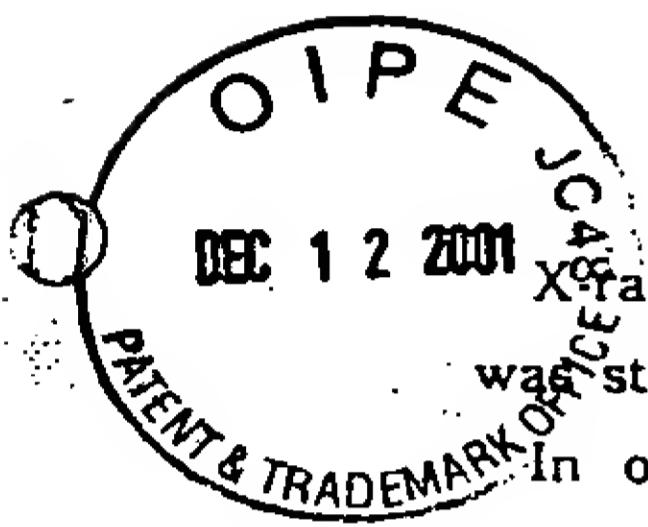
# 転がり軸受の疲労解析（第1報）

## —表面疲労損傷の解析(1)—

古村恭三郎\*  
城田伸一\*  
藤井章雄\*

### Fatigue Analysis of Rolling Bearings (Part 1) —Analysis of Surface Fatigue Damage (1)—

by K. Furumura, S. Shirota and A. Fujii



X-ray diffraction method to measure the progression of fatigue in rolling bearing raceways was studied.

In order to determine the progression of fatigue caused by rolling contact, changes in the material structure on and beneath the raceway surfaces were analyzed using X-ray diffraction techniques. The simultaneous measurement of the half value breadth, retained austenite, and residual stress using X-ray diffraction and correlation of these parameters with fatigue life, provided a means of estimating residual bearing life.

Both surface and subsurface originating types of fatigue were investigated for the inner rings of both cylindrical roller and ball bearings by periodically measuring the above three parameters during endurance tests.

An analysis of the test data provided a means of estimating the level of material fatigue and semi-quantitatively determining the residual bearing life for either surface or subsurface originating fatigue.

- 1. まえがき
- 2. 実験
  - 2.1 実験方法
  - 2.2 耐久試験装置
  - 2.3 耐久試験条件

- 2.4 X線計測装置
- 3. 実験結果
  - 3.1 耐久試験前の試料の計測
  - 3.2 耐久試験中のX線計測値の変化  
(以下次号掲載)

### 1. まえがき

転がり軸受は機械の回転部を支える重要な機械要素として、きわめて長期間の耐久性が要求されている。軸受諸性能の中で、疲れに対する耐久性を考えてみると、長寿命の軸受の開発が必要とされるのはもちろんであるが、耐久寿命向上のためにはさまざまな使用条件に応じた疲労寿命の評価や予知、破損原因の的確な解析と対策、実機使用時の荷重・潤滑条件の定量的な解析と改善などが必要である。さらにメンテナンス

の上から、大形の高価な軸受では非破壊的な残存寿命の計測による的確な保守点検など、数々の技術的要請がある。

転がり軸受の疲れ寿命に関しては、すでに1940年代のG.LUNDBERGとA.PALMGRENの研究<sup>1)</sup>によって寿命計算式の基礎が示されて以来、多くの研究者が内部設計、荷重、回転速度、潤滑、材料など各種の要因について、理論計算やモデル試験による解析を行な

\* 材料技術研究所

って、計算式の改良を加え、計算による寿命の予知を可能にすべく多くの努力を払っている。

計算による寿命の予知が設計上必要なことはもちろんあるが、仮に、どんなに精密な理論計算式が確立されたとしても、現実にその正しさが立証されるのは製品がすべて破損した後でしかない、というのはきわめて具合の悪いことである。それだけ一層、疲労の定量的計測法、破壊起点の事前探知法の開発が待たれている。

鉄鋼材料の疲労度の計測は、平らおよび日本材料学会X線材料強度部門委員会<sup>2)~4)</sup>によってX線回折法を利用して試みられている。一般機械構造物などを対象とした、焼なまし材の曲げ、引張り圧縮疲労について多くの基礎データが積み重ねられ、疲労損傷と残存寿命について実用化の可能性が示されている段階である。

これはX線の回折線半価幅と残留応力の疲労に伴う変化に着目したものである。

一方、転がり軸受に使用されるような高硬度の熱処理鋼にX線回折法を応用した例は少なかったが、最近転がり疲れについて、幾つかの研究がなされ始めている。それらの研究は、転がり疲れに伴う残留応力の変化を調べたもの<sup>5), 6)</sup>や半価幅の変化を調べたもの<sup>7)</sup>、あるいはそれらを同時に調べたもの<sup>8)</sup>である。

**A** 本研究では、X線回折法の利用による疲労度の計測を試み、このため、転がり疲れに伴って変化することがすでに明らかな残留応力、回折線半価幅、残留オーステナイト量の3因子についてX線で計測した。

転がり軸受の疲労を計測する場合、板の曲げ疲労のように表面の疲労が常に最大であることはなく、先の報告<sup>9)</sup>で述べたように、条件によって表面の疲労が大きいため表面起点のはくりを生じたり、内部の疲労が

大きいため内部起点のはくりを生じたりすることに注意し、両者を区別して取扱う必要がある。

そこで本報告では、まず転がり軸受の表面疲労を中心定量的に疲労度を計測し、疲労寿命を予知する方法について検討した結果を報告する。

## 2. 実験

### 2.1 実験方法

転がり軸受の疲労に関する近年の研究は、転がり疲れの損傷がマクロなヘルツ応力にもとづいて内部に大きく生ずる場合と、表面の凹凸、欠陥部の金属接触時のミクロなヘルツ応力や異物の介在による変形などによって、表面付近において大きく生じる場合の2つがあり、はくり破損もそれに生じることを示している。

前者は、潤滑条件が良い場合に主として生じ、後者は、潤滑油の kontaminationがあつたり、EHL油膜が十分形成されない場合に生じる。

本実験では、潤滑油に異物として鋼粉を混入させたり、油膜パラメータ $\lambda$ の値を小さくして、partial EHL潤滑又は境界潤滑下で軸受の耐久試験を行い、必ず表面付近の疲労が内部疲労より大きくなるようにコントロールした。

X線による計測は、内輪軌道面について行った。

所定の回転時間経過ごとに軸受を分解し、内輪軌道面をX線で計測後、再び軸受を組立て、回転試験を継続し、はくり破損するまでこのような計測を繰返した。回転試験中は、非破壊的に表面の計測のみを行い、試験完了後に内部までX線の計測を行った。

実験には、軸受鋼および肌焼鋼製の円筒ころ軸受、玉軸受を使用した。

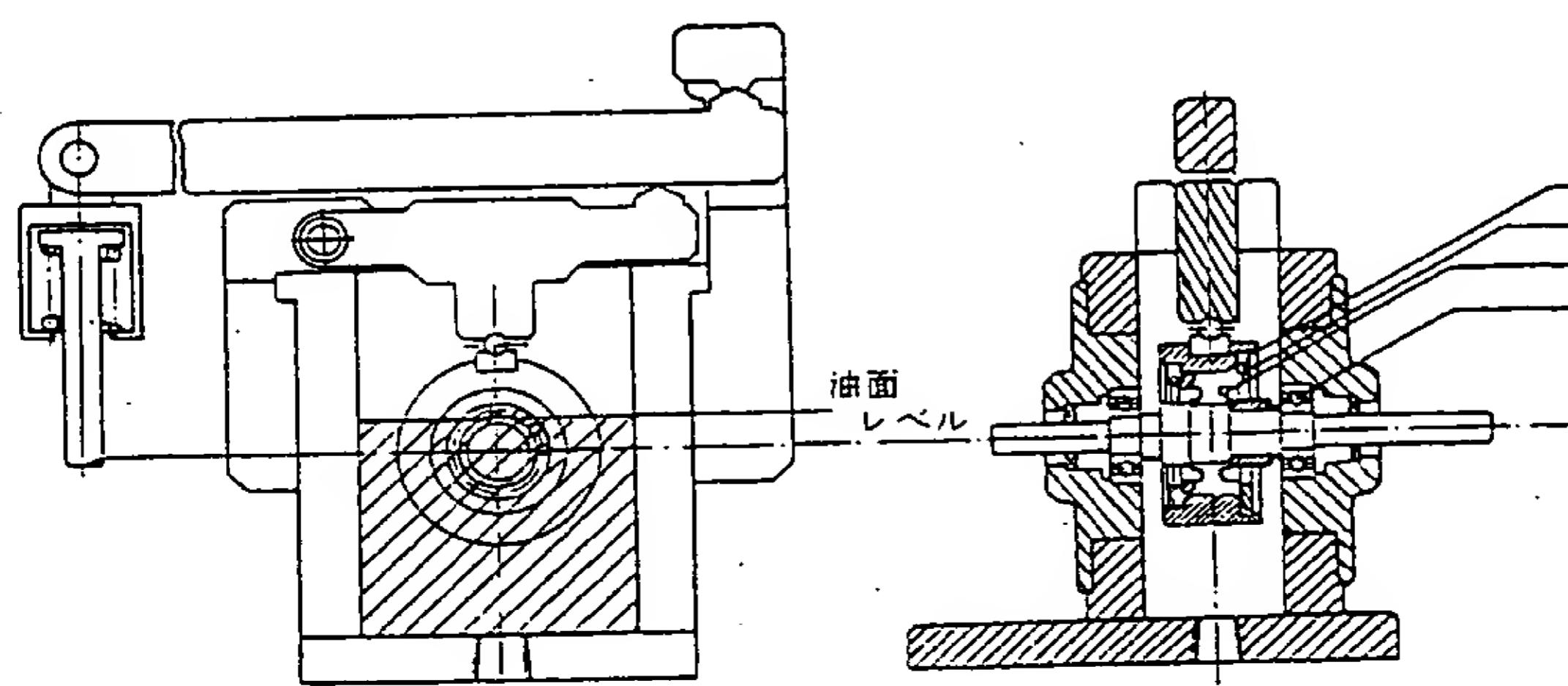


図 1 油浴潤滑形軸受耐久試験機

Fig. 1 Test rig (Oil bath type)

## 2.2 耐久試験装置

軸受の耐久試験には2通りの試験機を使用し、円筒ころ軸受と玉軸受を試験に供した。それぞれ必ず軸受鋼、肌焼鋼2通りの材料の軸受で試験している。

図1は油浴潤滑方式による円筒ころ軸受および玉軸受の耐久試験機である。円筒ころ軸受の試験においては、中央の軸受を試験軸受とし、主に内輪を対象に疲労度の追跡を実施した。玉軸受の試験は、両支持部軸受を試験軸受とした。

鋼粉を混入する場合には、粘度の高い潤滑油を使用し、油浴中に一定量の鋼粉を投入し、試験期間中に鋼粉が沈降してしまうことがないようにした。

図2、写真1は他の耐久試験装置である。この装置は図中に示したサイクルで、一定時間ごとに新しい鋼粉などの異物を投入し、かつ、その前に古い潤滑油の半量を交換するようになっており、自動運転できるシステムになっている。

この装置は、実用機械をシミュレートしたものである。実用機械では、装置の摩耗による摩耗粉の増加、外部からの異物の侵入など、次々に新しい異物が混入することが多い。油浴に最初、異物を混入しただけで試験を行うのは、実際と遊離している点が多いので、

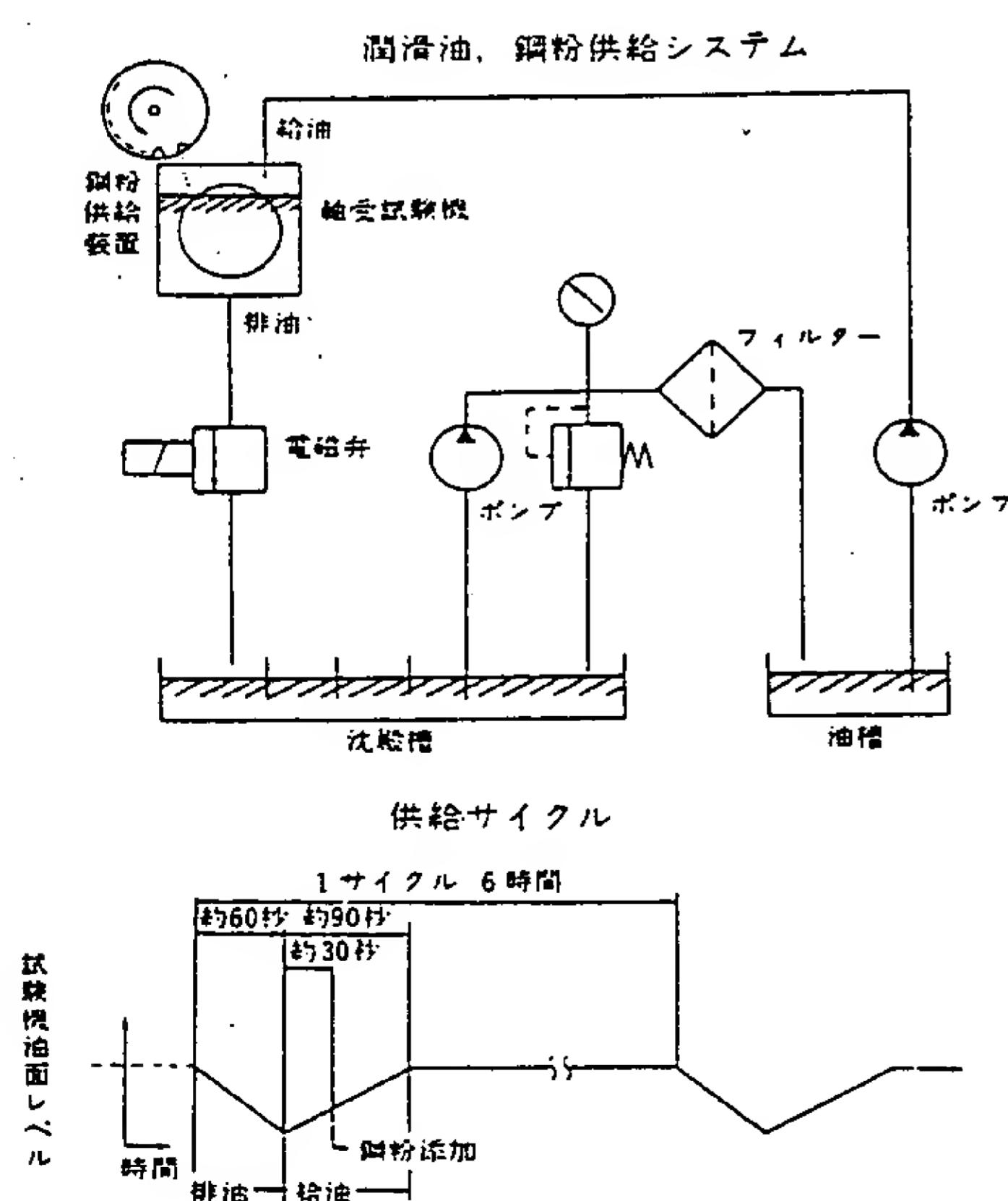


図2 異物連続投入方式の軸受耐久試験装置の略図  
Fig. 2 Schematic diagram of test rig  
(Periodic contamination type)

このような試験装置を作成したものである。

この形式の試験機を異物連続投入形耐久試験機と呼ぶことにする。

## 2.3 耐久試験条件

油浴潤滑形および異物連続投入形耐久試験による耐久試験条件は表1に示すとおりである。

表面疲労によるはくり破損を生じさせるために、鋼粉を潤滑油中に混入したものと、低粘度の油で潤滑し転がり接触部のEHL油膜厚さを小さくして金属接触を生じさせるようにしたものの2系列の試験条件がある。

前述の2系列の試験条件が表面起点のはくり破損を生じるものであることを確認は、耐久試験終了後、表面から内部への材質変化の分布を計測することによって行った。

## 2.4 X線計測装置

X線による計測は、耐久試験前と耐久試験期間中の所定の時点およびはくり破損後に、原則として内輪の軌道面表面について実施した。

計測には専用化したX線回折装置を用いている。表2に測定条件を示す。

応力測定にはSCHAAL法を用いている。回折線半価幅は、このとき得られる一側の回折線の半価幅を2θ角でとっている。

残留オーステナイト量は、マルテンサイトおよびオ

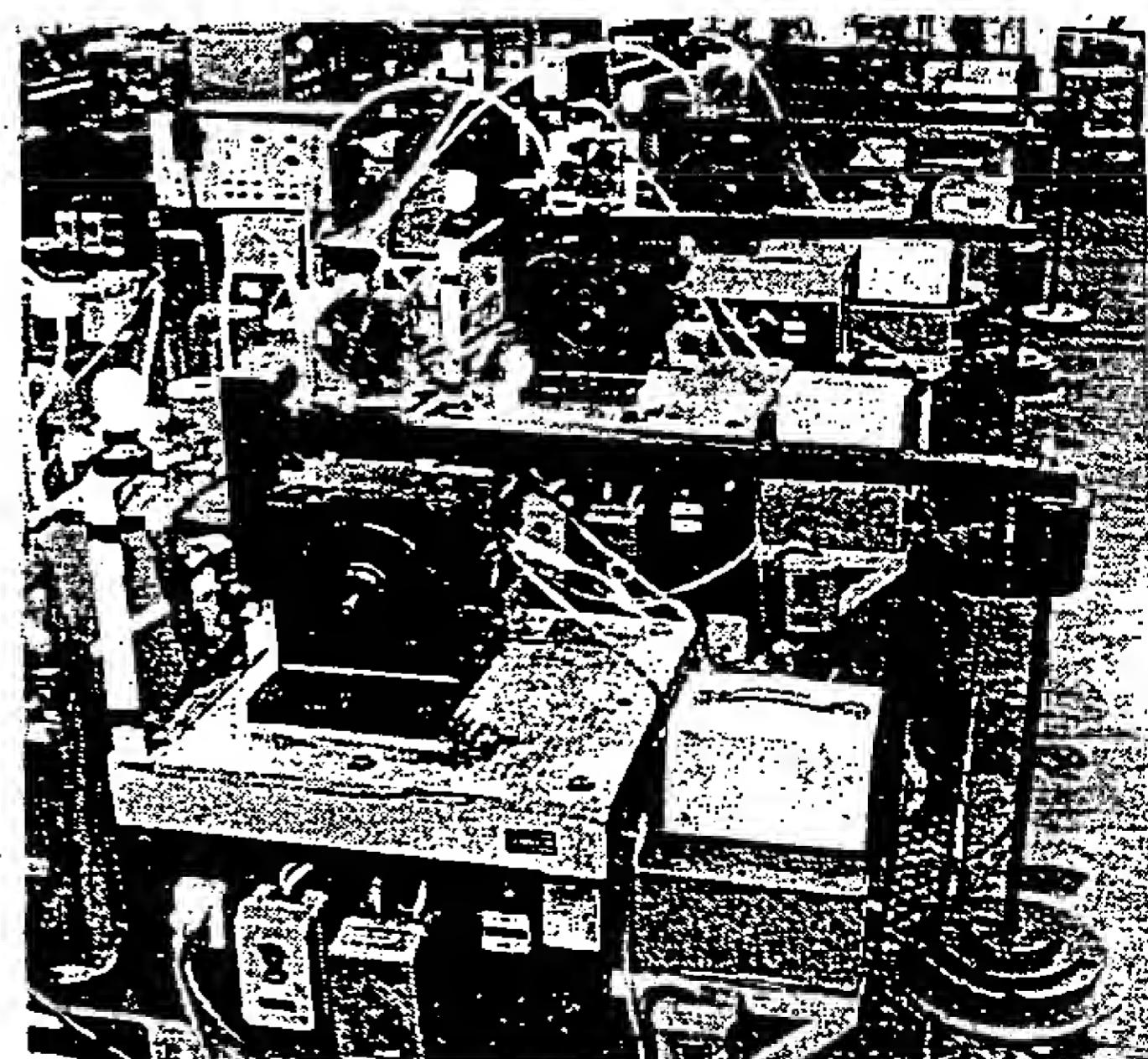


写真1 異物連続投入形軸受耐久試験機  
Photo 1 Periodic contamination type test rigs

表 1 表面疲労形軸受耐久試験条件  
Table 1 Conditions for surface-originating fatigue tests

実験番号	試験軸受	軸受荷重(kgf)	混入異物				油膜パラメータ(A)	試験機	軸受
			異物の種類	硬さ(Hv)	大きさ(μm)	混入量(ppm)			
1	円筒ころ軸受 NU 2206	503	鋼粉末	710	45≥	250		油浴形	A, B
2	NU 2206	655	鋼粉末	710	45≥	50		油浴形	
3	NU 2206	655	鋼粉末	710	45≥	250		油浴形	
4	NU 2206	655	鋼粉末	710	88≥	250		油浴形	C, D
5	NU 2206	827	鋼粉末	370	—	50		油浴形	E
6	NU 2206	827	鋼粉末	370	45≥	250		油浴形	F
7	NU 2206	827	鋼粉末	230	45≥	250		油浴形	G
8	NU 2206	827	石英粉末	—	—	200		油浴形	Q
9	NU 2206	1350	なし	—	—	—	0.28	油浴形	H, I
10	NU 2206	503	鋼粉末	230	45~88	25/6H		連続投入形	
11	NU 2206	655	鋼粉末	120	45~88	25		連続投入形	
12	NU 2206	827	鋼粉末	230	45~88	100		連続投入形	
13	NU 2206	827	鋼粉末	230	88~149	100		連続投入形	K, L, M
14	NU 2206	827	鋼粉末	230	45≥	100		連続投入形	
15	NU 2206	827	鋼粉末	230	45~88	25		連続投入形	
16	NU 2206	827	鋼粉末	230	88~149	25		連続投入形	
17	NU 2206	827	鋼粉末	230	88~149	10		連続投入形	
18	NU 2206	827	鋼粉末	230	45~88	250		連続投入形	N
19	NU 2206	827	鋼粉末	120	45~88	100		連続投入形	
20	NU 2206	827	鋼粉末	120	45~88	25		連続投入形	
21	NU 2206	827	鋼粉末+石英粉末	—	—	鋼 100 石英 3.3		連続投入形	P
22	玉軸受 HR 6304	270	鋼粉末	230	45~88	10		連続投入形	
23	HR 6304	270	鋼粉末	230	45~88	100		連続投入形	O
24	HR 6304	270	鋼粉末	120	45~88	10		連続投入形	
25	HR 6304	270	鋼粉末	120	45~88	100		連続投入形	

(スピンドル回転数2400, 3600, 5500rpm, #90ギヤ油, #150スピンドル油)

表 2 X線回折条件

Table 2 Operating conditions for X-ray diffraction

回折X線	CrK $\alpha$ (V Filter)
管電圧	30KV
管電流	30mA
X線計数管	シンチレーション

ーステナイト回折線各1本の強度比から算出した。

以上の計算は、X線装置とオンラインに接続したコンピュータによって自動的に処理される。写真2にX線計測装置を示す。

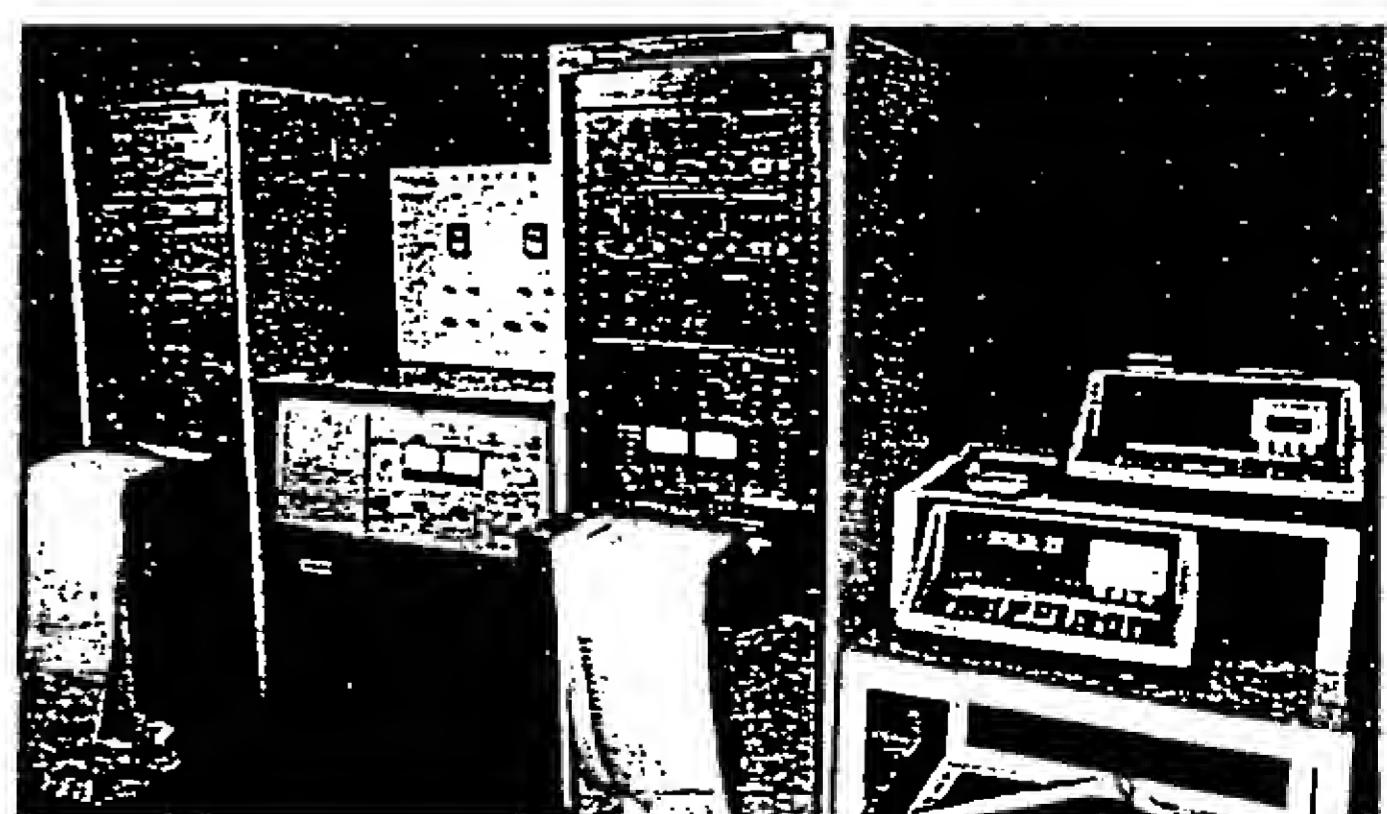


写真 2 X線疲労解析装置  
Photo 2 X-ray diffractmeter for fatigue analysis

測定は2回の計測値を得て、その平均値をデータとして使用している。また、サンプル軸受の深さ方向の計測には、電解研磨によって表面層を除去して行った。

### 3. 実験結果

#### 3.1 耐久試験前の試料の計測

試験前の試料は、内輪の軌道面の表面をすべてX線で計測したが、このほかに、同一ロットの内輪の深さ方向についても計測した。

図3はその計測値の一例である。同図にみられるように、一般に転がり軸受の表面が仕上げ加工の影響によって変質しているため、10μm深さほどまで内部の計測値より減少傾向にある。

このため、疲労による材質変化は、初期の期間表面付近では現れない。加工による変化分を超える変化量に達してから疲労による変化量が計測できる。

したがって、表面の試験前の計測値を基準にして、そこからの変化分を疲労による変化として取扱うと、

THE DEPTH FROM THE SURFACE  
表面からの深さ

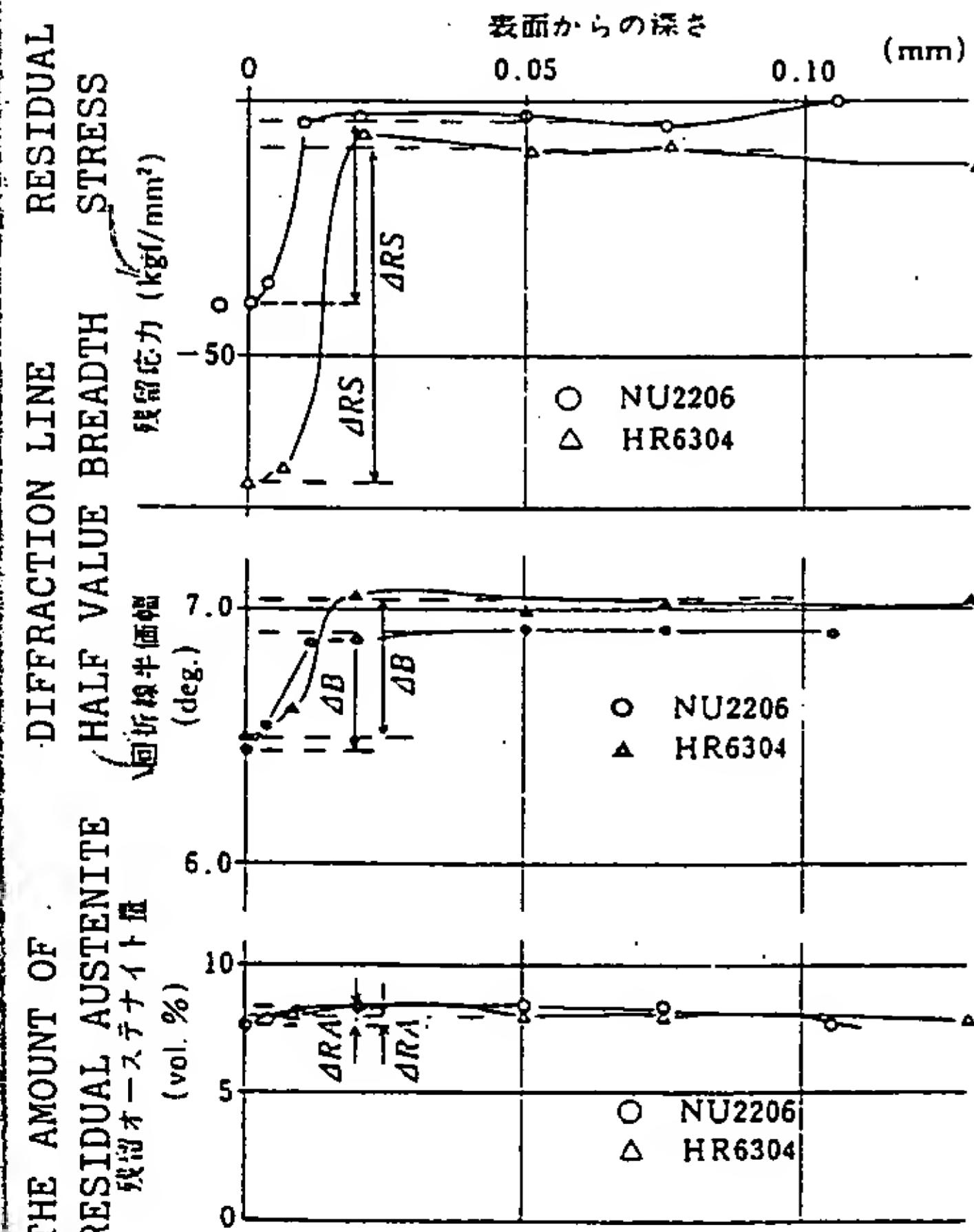


図3 円筒ころ軸受NU2206、深みぞ玉軸受HR6304  
内輪未試験品の深さ方向計測値

Fig. 3 Internal distribution of X-ray measurements of inner race before the test  
(Cylindrical roller bearing NU2206,  
ball bearing HR 6304)

加工による影響を含んでしまうことになるので、本研究では基準値として、疲労試験前の加工変質層以外の部分の計測値を採用した。

この値は、試験後の試料をそれぞれ深さ方向に計測して、X線による計測値、半価幅、残留オーステナイト、残留応力のそれぞれの疲労による変化分を求めた。

図4の $\Delta X_n$ がそれにあたる。

半価幅、残留オーステナイト量は、軸受鋼製の軸受においては、表面の加工変質層以外はほぼ一定値を示すので、基準値推定の精度は高い。

しかし、残留応力は変動のある分布を有することがあるので、図4のように疲労試験後の内部の計測値から基準値を定めることに問題がある。したがって、特に必要な場合を除いて、残留応力値は変化分ではなく計測値そのままを整理した。

肌焼鋼製軸受の場合は、半価幅、残留オーステナイト量ともに一定値を示さないため、疲労試験後の内部分布から、試験前の表面付近の初期値を推定することが困難になるので、同一ロットの試料を多数測定して試験前の分布推定の参考とした。

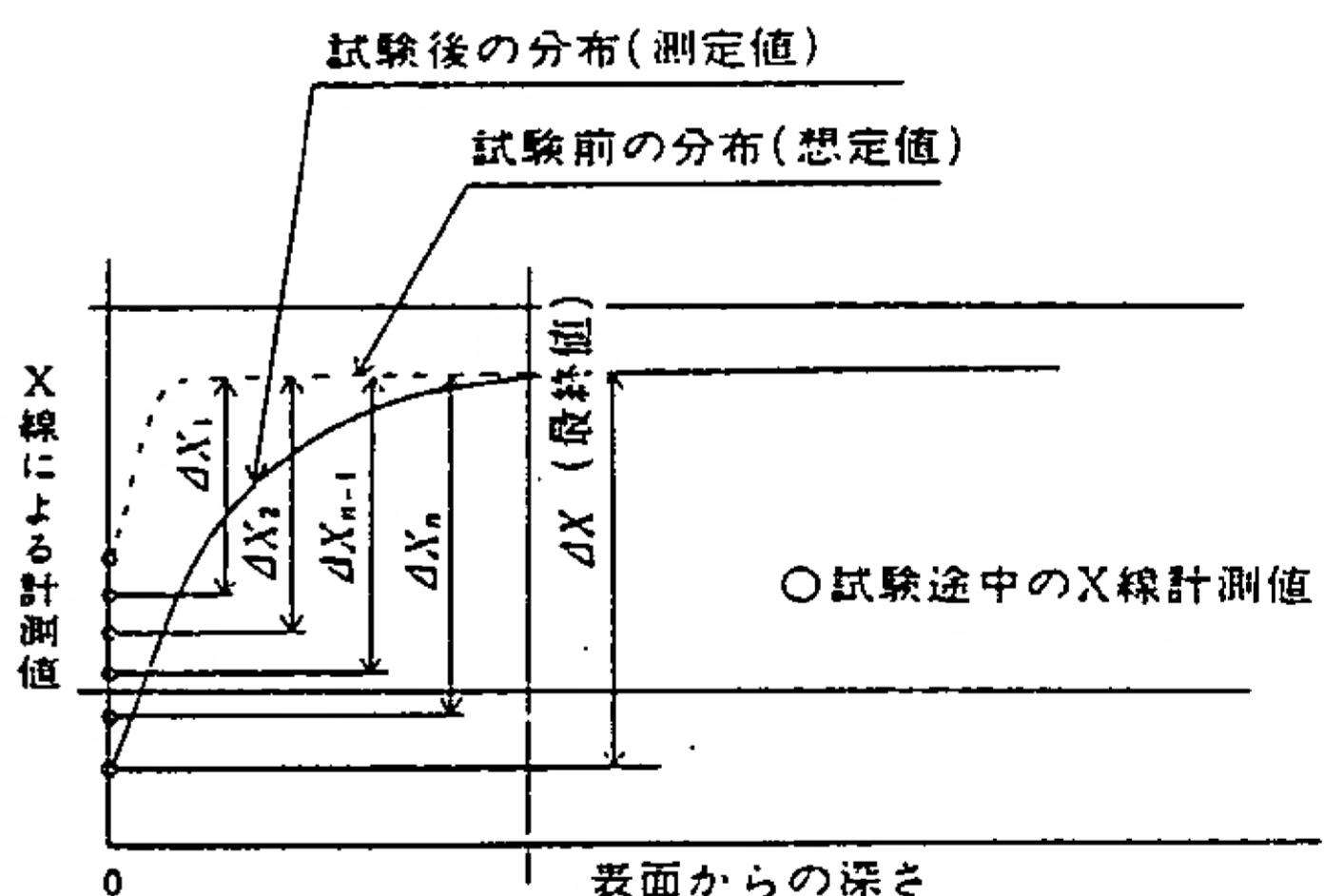


図4 X線データの変化分の定義

Fig. 4 Definition of changes in X-ray measurements

#### 3.2 耐久試験中のX線計測値の変化

耐久試験の途中で試験を中断して、軸受を分解し、内輪軌道面表面をX線で計測し、各時点における半価幅、残留応力、残留オーステナイト量の変化を追跡した。

その結果の代表的な例を図5～12に示す。図5～12に示した例のようなデータを先の表1の全条件についてそれぞれ軸受鋼および浸炭鋼製軸受について求めた。

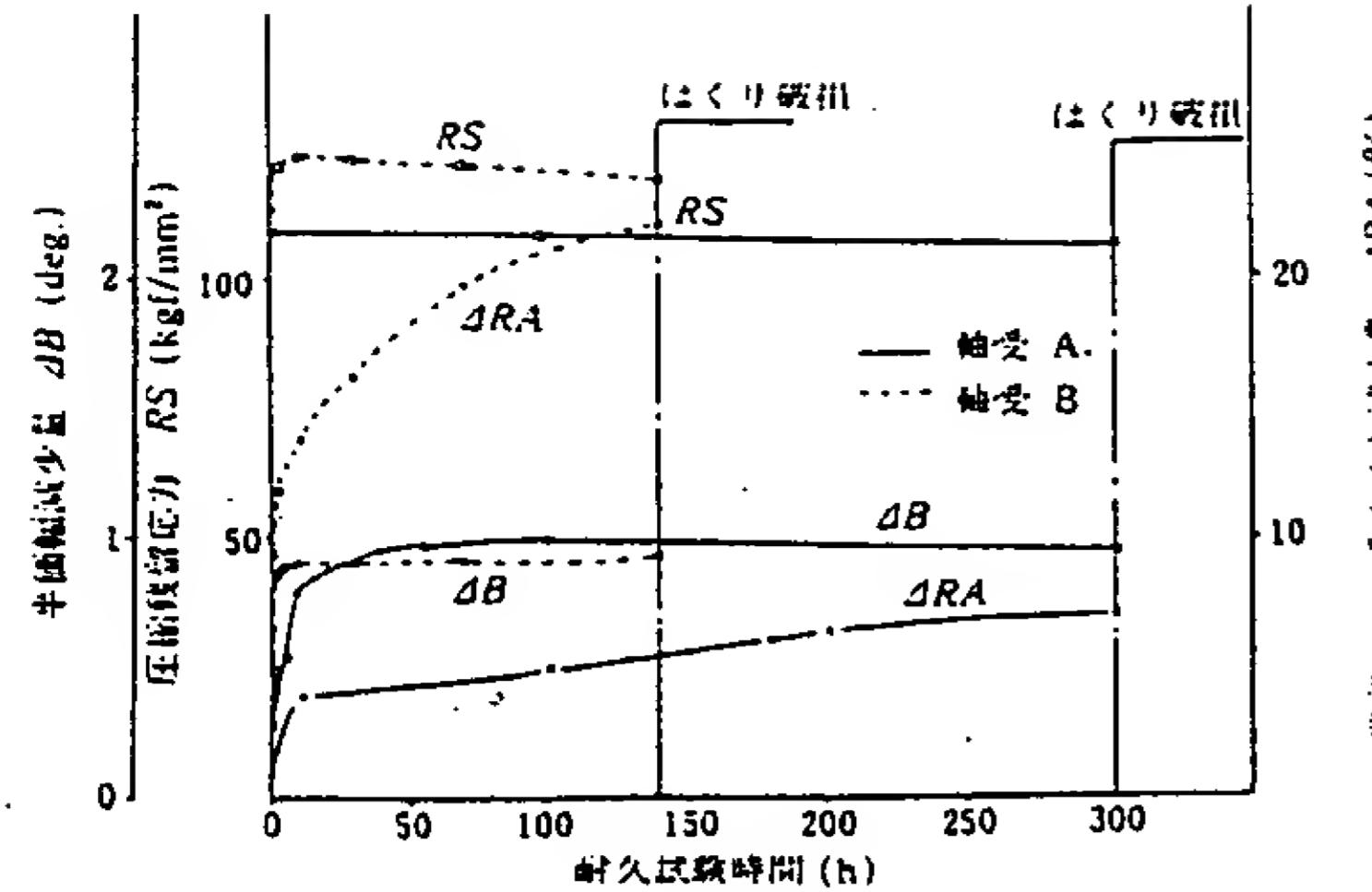


図 5 試験 No. 1

Fig. 5 Changes of X-ray measurements during endurance test No. 1

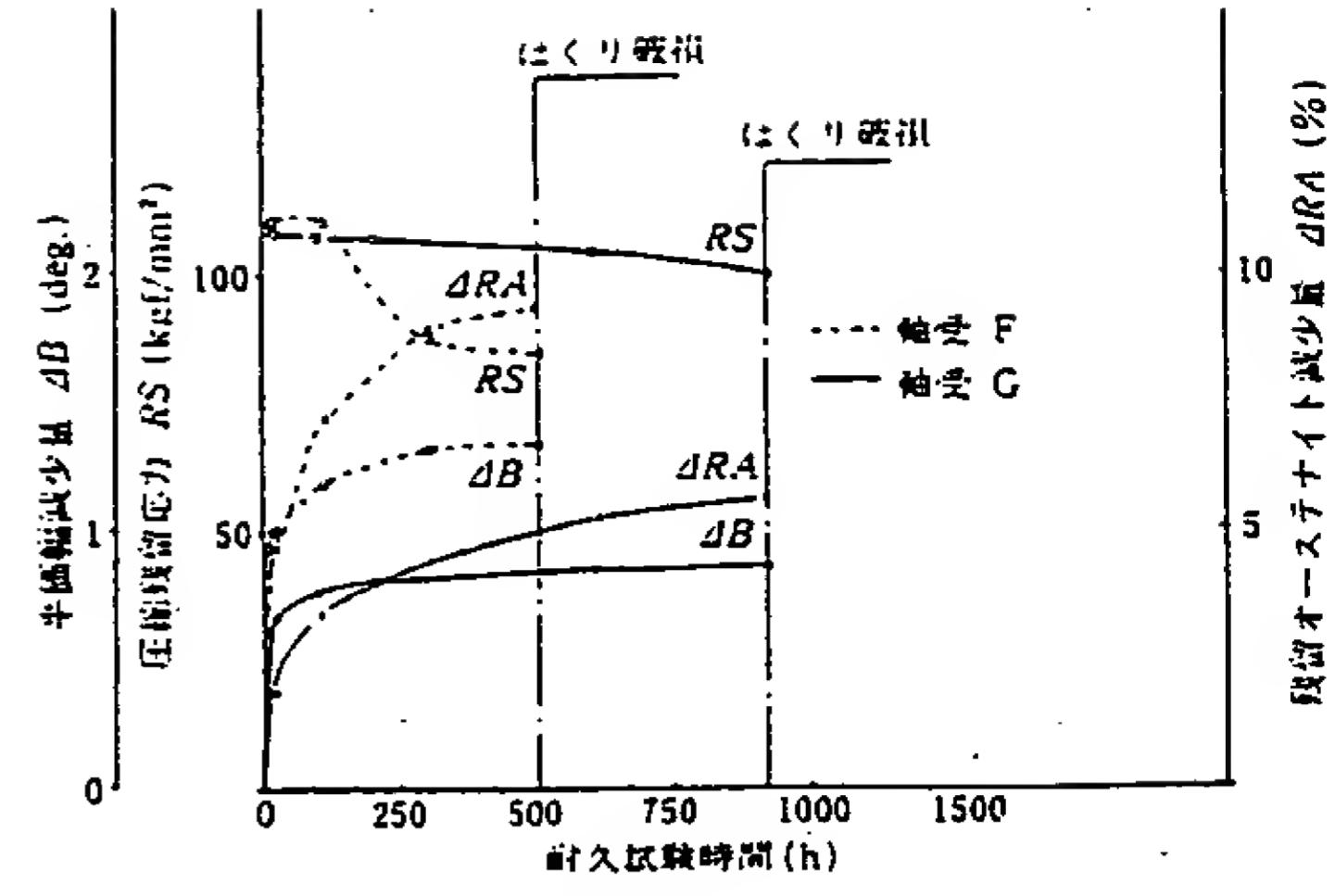


図 8 試験 No. 6, No. 7

Fig. 8 Changes of X-ray measurements during endurance test No. 6 and No. 7

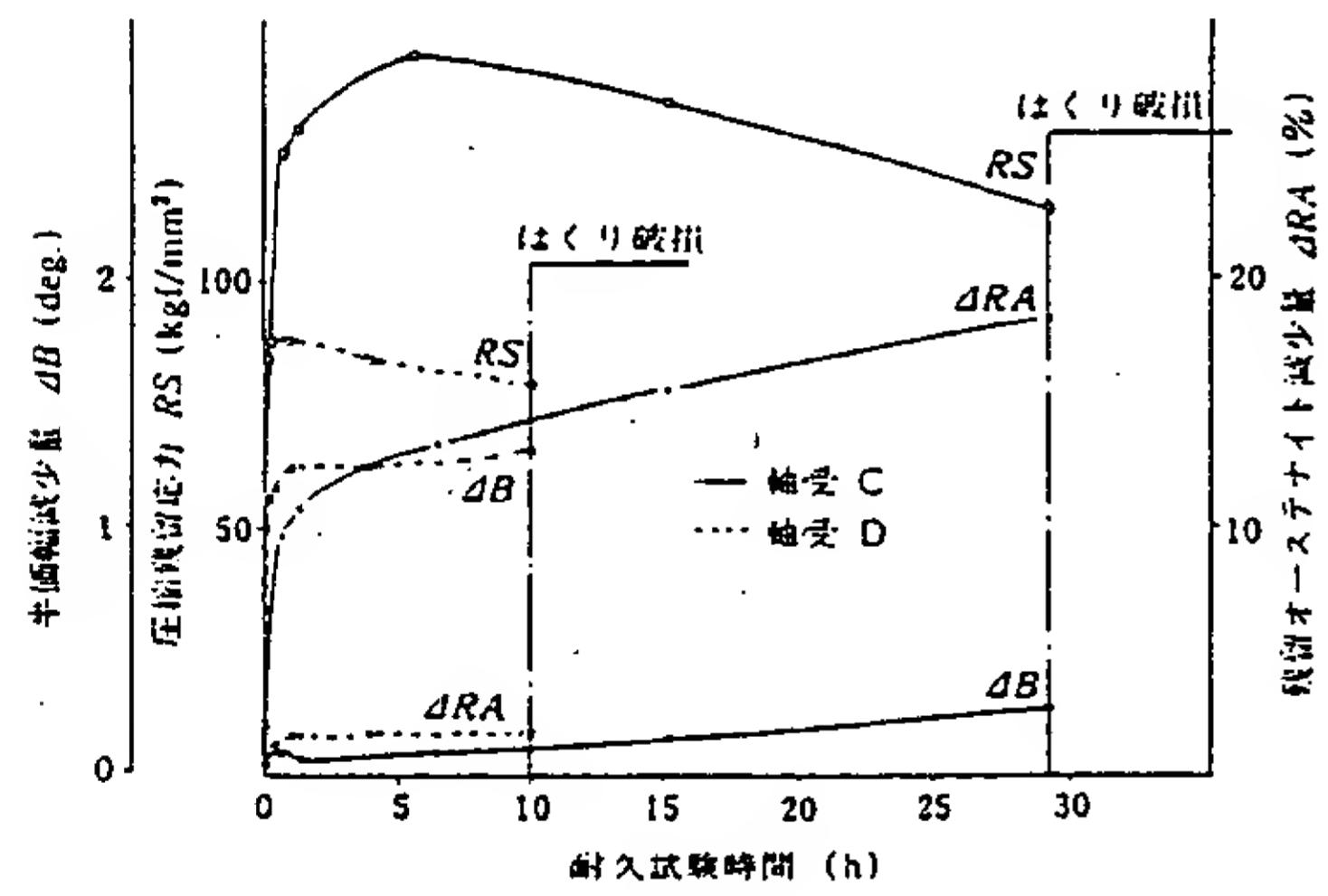


図 6 試験 No. 4

Fig. 6 Changes of X-ray measurements during endurance test No. 4

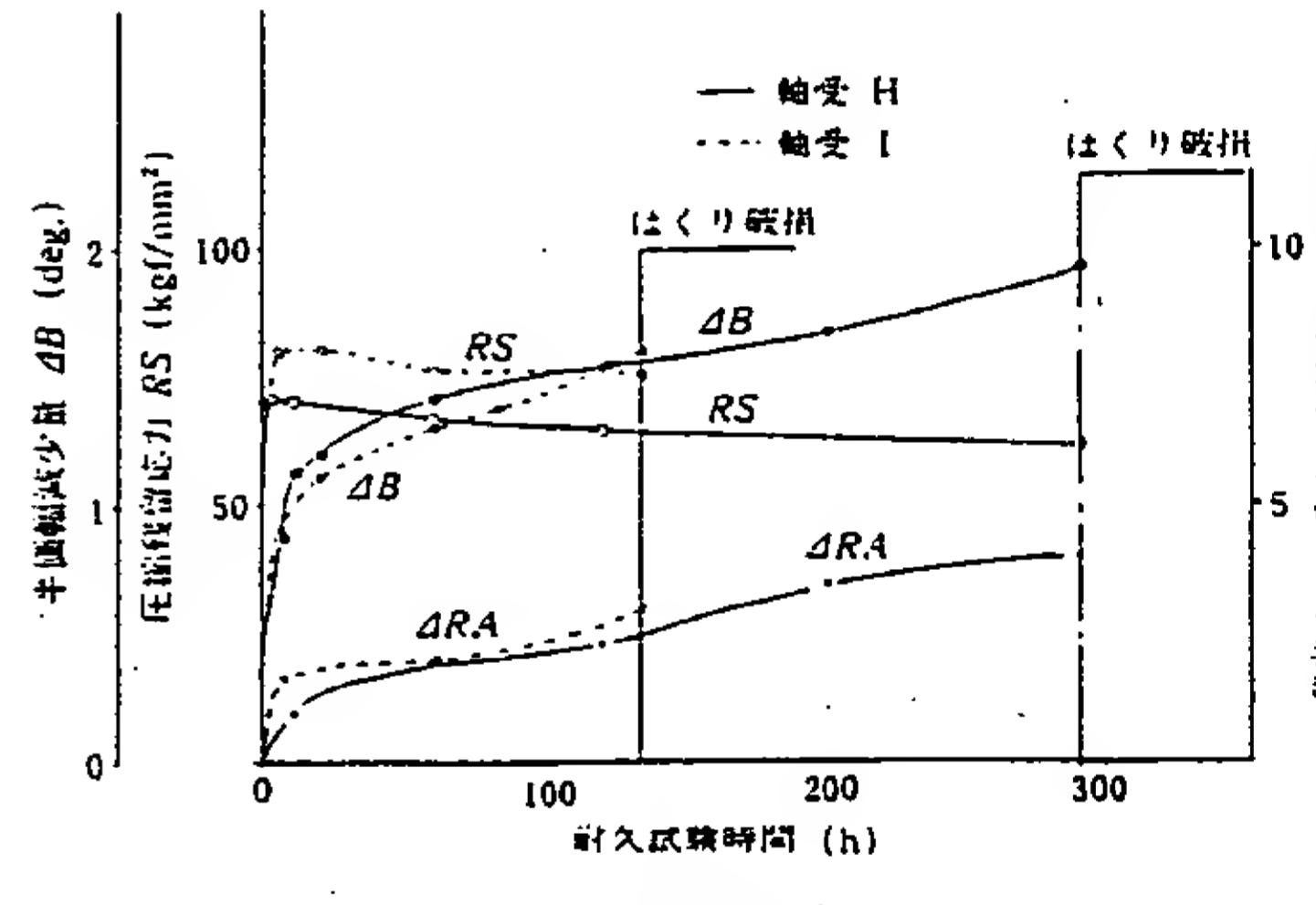


図 9 試験 No. 9

Fig. 9 Changes of X-ray measurements during endurance test No. 9

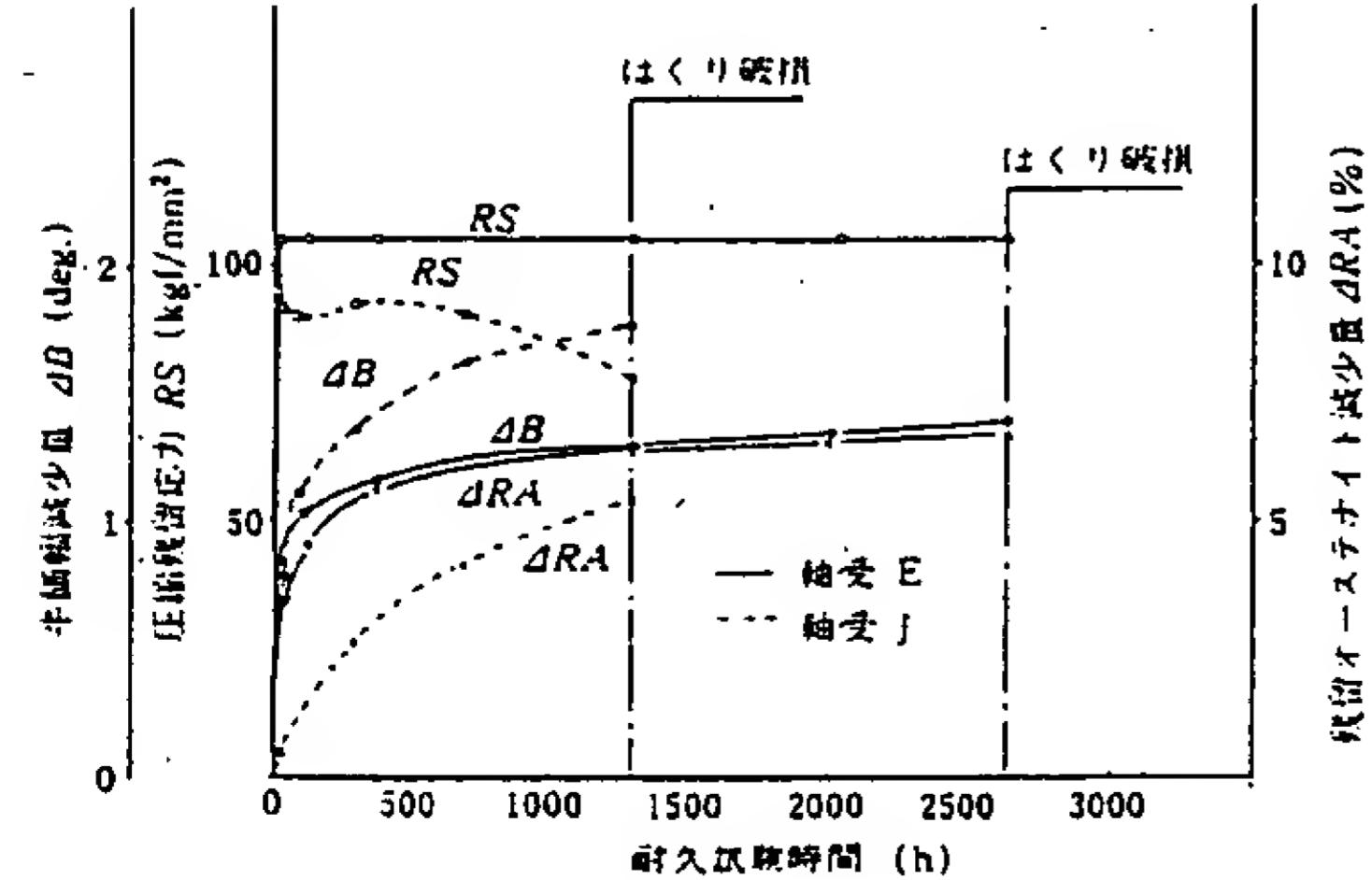


図 7 試験 No. 5, No. 10

Fig. 7 Changes of X-ray measurements during endurance test No. 5 and No. 10

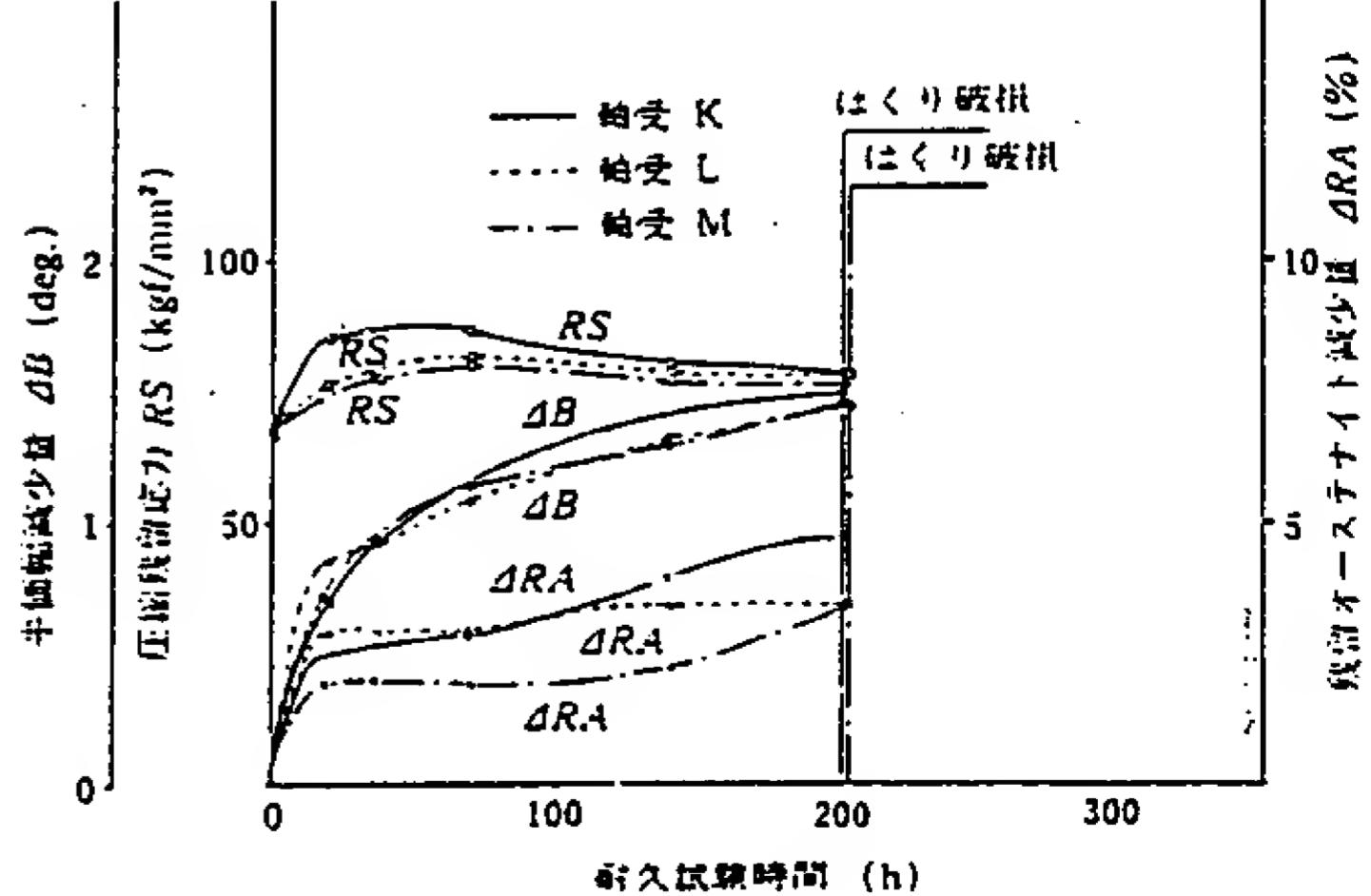


図 10 試験 No. 13

Fig. 10 Changes of X-ray measurements during endurance test No. 13

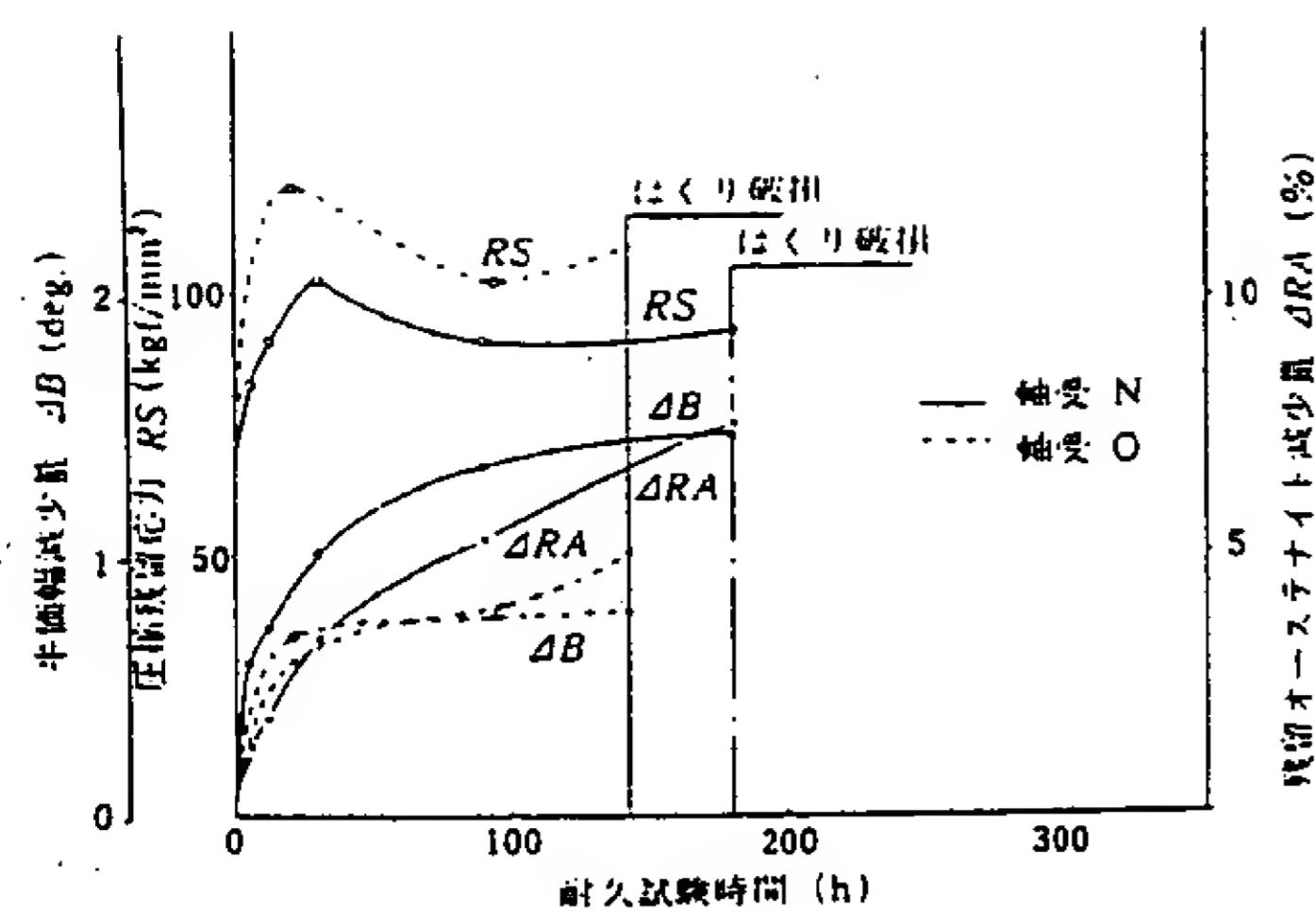


図 11 試験 No. 18, No. 23

Fig. 11 Changes of X-ray measurements during endurance test No. 18 and No. 23

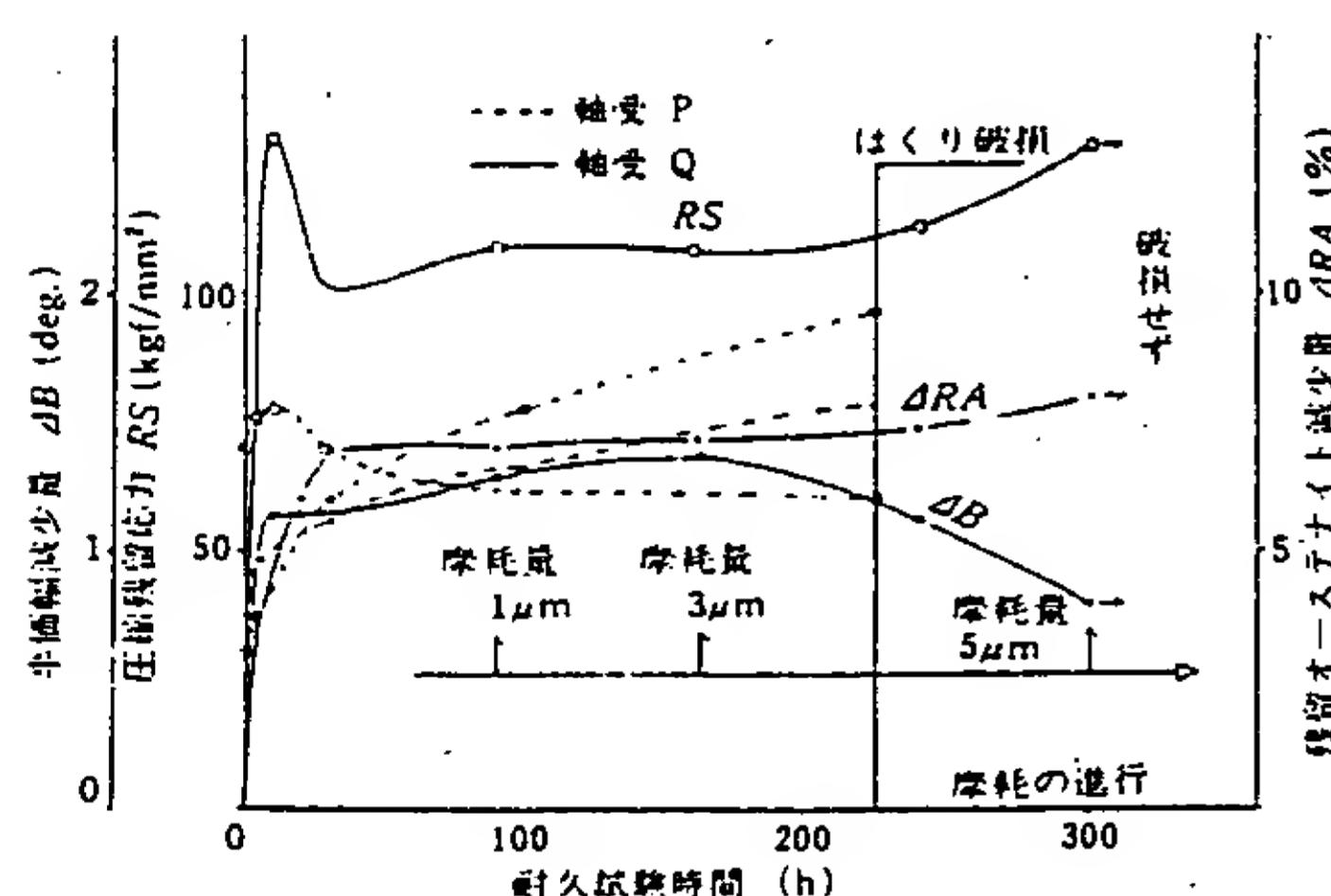


図 12 試験 No. 8, No. 21

Fig. 12 Changes of X-ray measurements during endurance test No. 8 and No. 21

これらの図に示したように、3つのX線計測値の中で、残留応力値と他の2つは、時間的挙動を異にしている。

残留応力値は、耐久試験の非常に早い期間に圧縮応力のピーク値に達し、以後の期間、ほぼ飽和状態にあるか、漸減の傾向を示すものがほとんどであった。

軸受A, B, D, E, L, Mの例では、きわめて早期に一定値に達した後、測定精度内のはらつきで変化がなく、内輪ははくり破損状態となっている。

軸受C, F, G, Hなど他の例では、破損時間の20%以内の経過時間にピーク値に達し、その後、漸減の傾向がみられる。

主なサンプルの残留応力値の変化をまとめたものが図13である。やはり同じ傾向がこの図においても認め

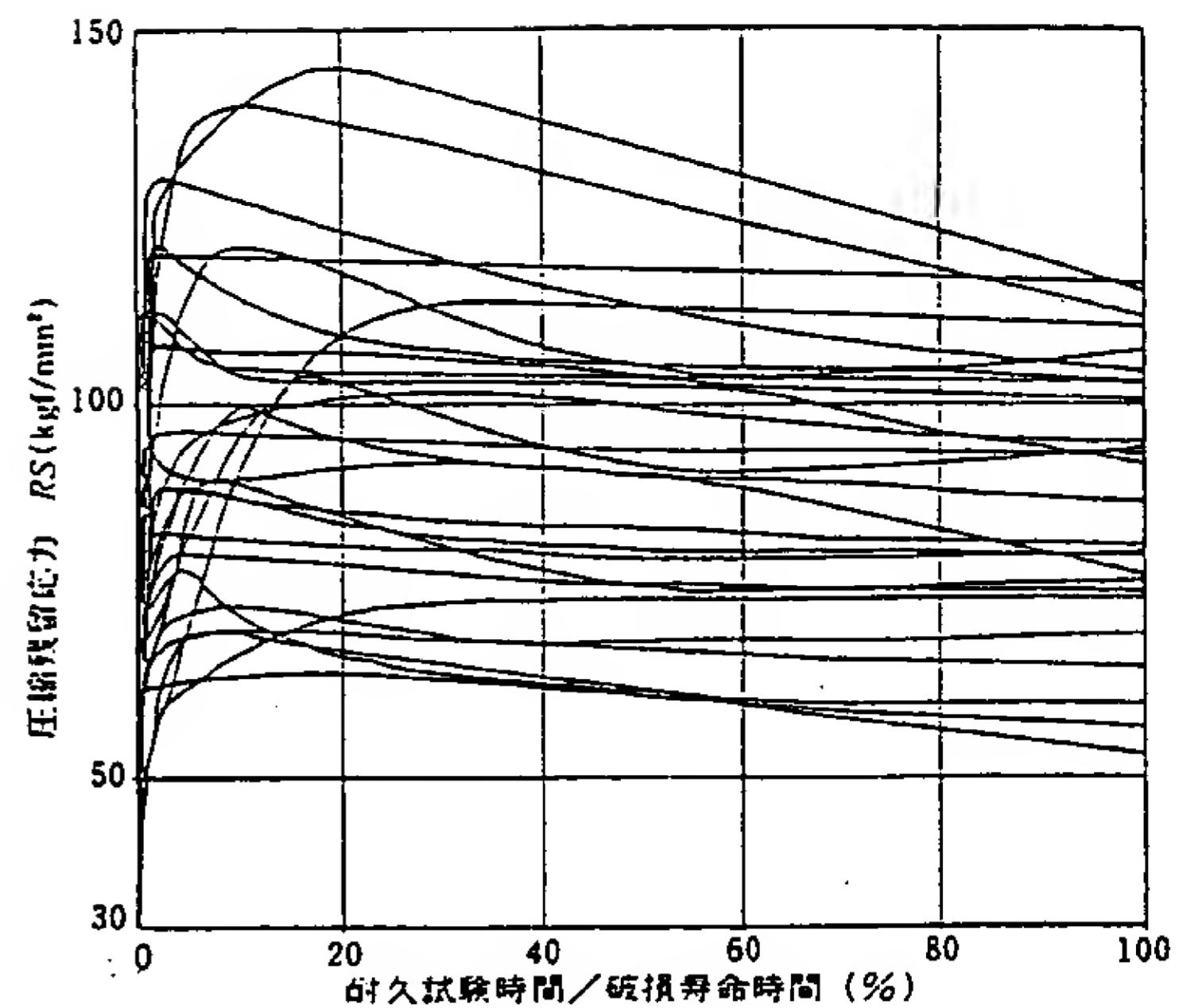


図 13 疲労進行度と圧縮残留応力の変化

Fig. 13 Running time ratio and change of residual compressive stress

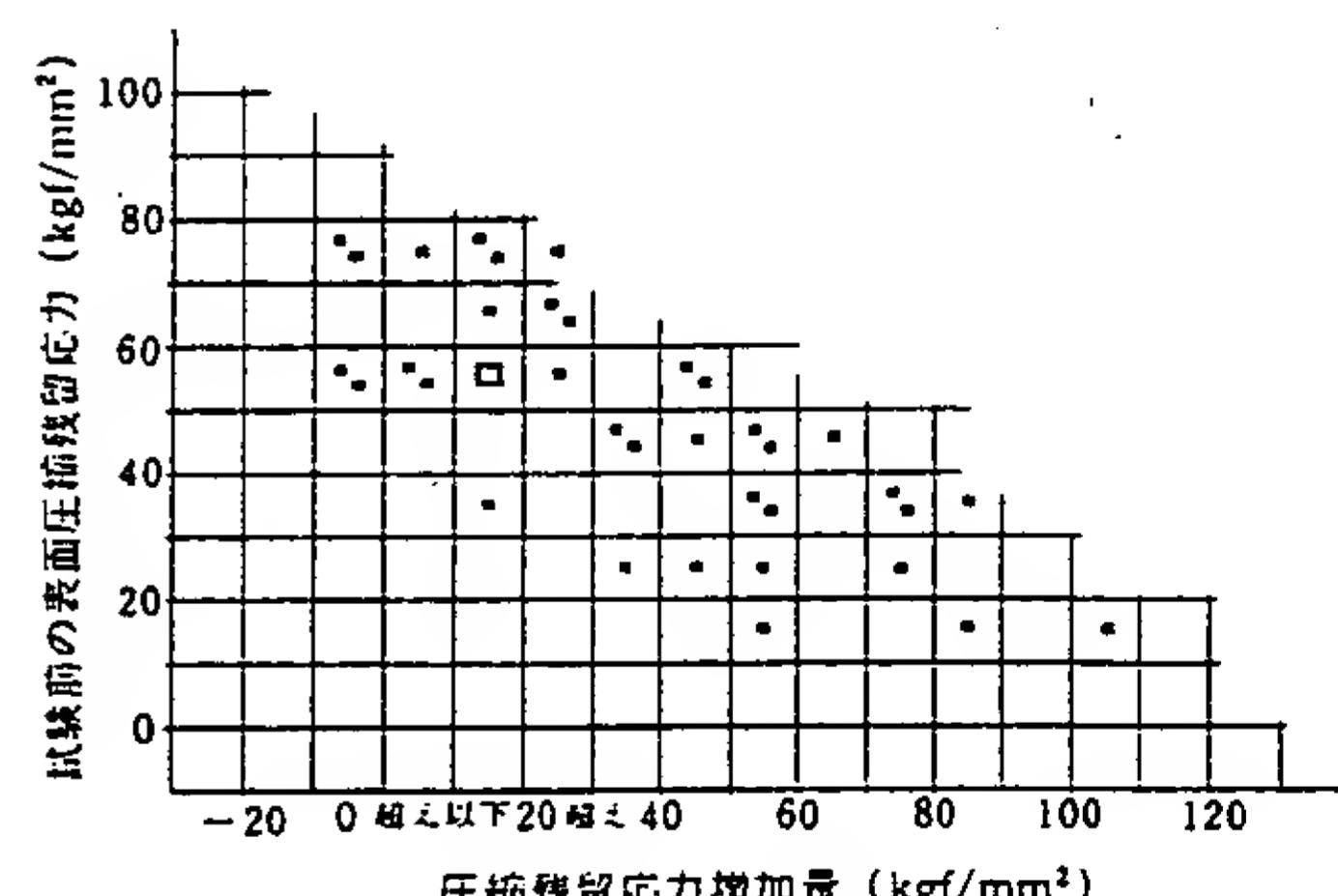


図 14 試験前の残留応力値と試験後の残留応力増加量

Fig. 14 Relation between residual stress before testing and change in residual stress during endurance test

られる。圧縮残留応力の増加は、多くの場合寿命時間の10%以内で終了し、2, 3のものが寿命時間の20%の期間増加する。圧縮残留応力のピークに達した後は一定値のままであるか、あるいは、わずかに減少する。

試験前の表面残留応力と圧縮残留応力の表面疲労による増加量の関係を図14に示してあるが、両者は比較的明瞭な相関関係を有している。

試験前の応力値が小さいものは増加量が大きく、大きいものは増加量が小さくなる傾向がみられる。したがって、最初の応力値のいかんにかかわらず、一疲劳

損に達するとき、ある飽和値に近づくのではないかと期待される。飽和値を有するのであれば、残留応力の表面における変化を計測することが、破損の予知に役立つ可能性があるからである。

そこで、試験前の表面応力値と破損時の応力値の関係をみたものが図15である。

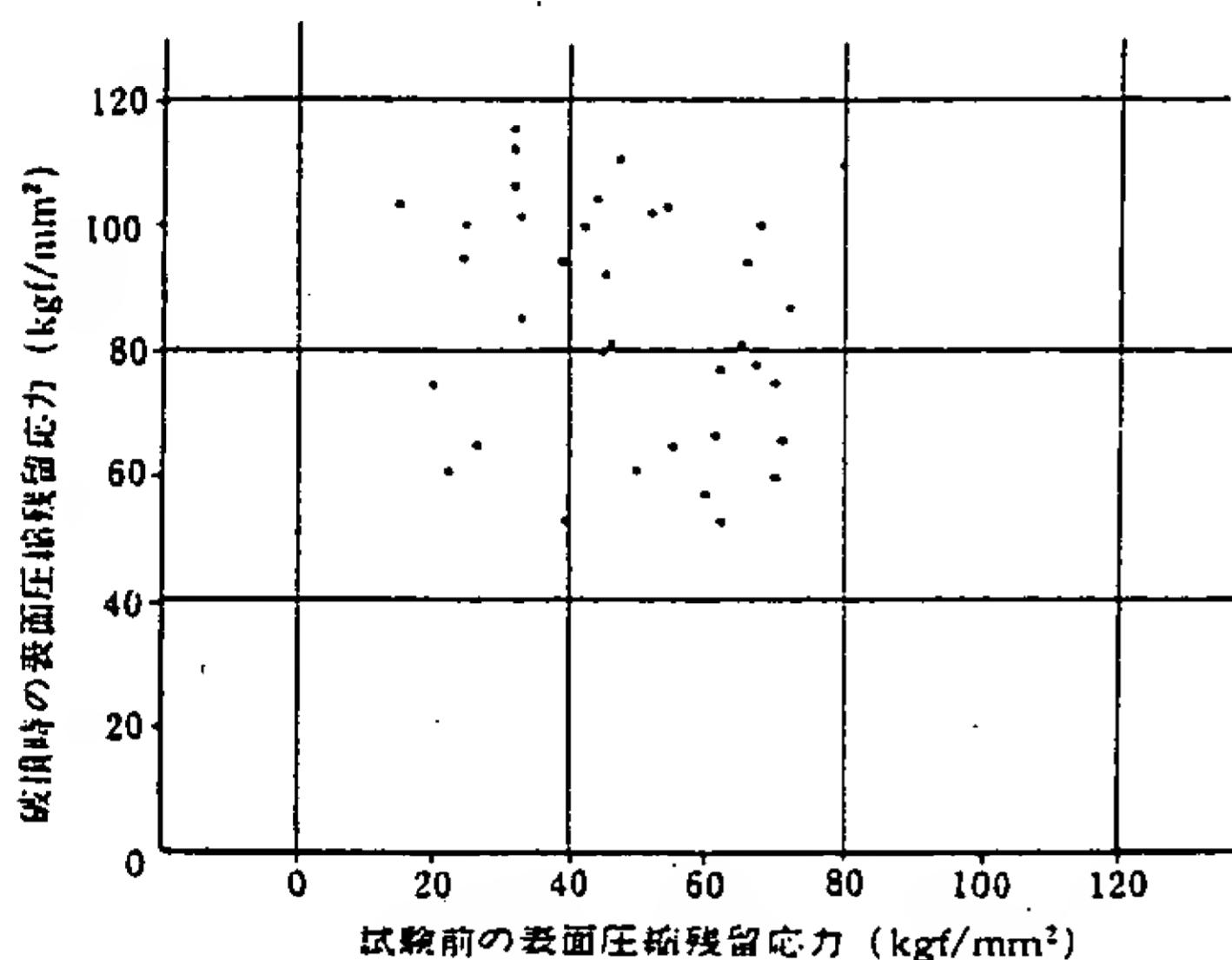


図 15 試験前後の表面残留応力の関係

Fig. 15 Relation between surface residual stress before and after endurance test

図15でみると、非常にばらつきが大きく、明瞭な傾向を認めがたいことが第一に指摘されなければならないが、試験前の応力値と無関係に破損時の応力値がある一定の範囲内におさまっているということもできるであろう。その飽和値が本実験では $50\sim120\text{kgf/mm}^2$ 範囲内にある。

しかし、寿命を予知しようという立場からみると、残念ながら残留応力値によって寿命を予知することは非常に困難であるとみられる。

なぜならば、図13と図15を比較したとき、寿命の10%経過時点から破損するまでの期間における残留応力の変化量がどのサンプルについても約 $20\text{kgf/mm}^2$ 程度であるのに対して、図15における破損時の表面応力値は、どの試験前応力値に対しても $50\text{kgf/mm}^2$ のばらつきを有しており、寿命の10~100%の期間中、とてもその進行度を推定する精度が得られるとは期待できないからである。

表1に示した多数の実験ですら、現実の表面疲労損傷の何%かをシミニレートしているにすぎないであろうから、ますます現実への適用は困難であるとみなければならぬ。

残留応力のもう一つの問題点は耐久試験時間の経過

とともに増加する過程と、減少する過程があり、変化が相殺されてしまう場合があるので、これも寿命予知には不都合な点である。

しかし、残留応力は比較的早期に変化が生じるので、寿命の早いステージであるか否かの判定に利用することはできるものとみられる。

残留応力の変化に比べて、半価幅減少量と残留オーステナイト減少量は異なった挙動を示す。つまり両者は、試験時間の経過とともに漸増し、増加傾向のまま破損に至るか、あるいはほぼ一定値で飽和する。

このような変化の挙動は、寿命予知の計測値としては望ましいものである。しかし、個々の変化の挙動、変化量をみると、それぞれかなり相違するところが多い。

軸受A, F, Gは異物として混入した鋼粉の硬さが異なる例である。硬さに応じて破損寿命の長短はあるが、比較的似かよった変化の挙動を示す。しかし、軸受C, Dのように同じ試験条件でもサンプルを異にすると、変化量が大きく相違する例がある。

軸受E, Fは、同じ条件で混入量が異なる例であるが、この例では破損寿命が非常に異なるにもかかわらず、変化の傾向はよく似ているといえる。

軸受A, C, Dは、鋼粉末の大きさが異なる例である。この場合、鋼粉末が大きいグループは、非常に短寿命であったためか、変化の様相はばらばらで、相似の点を見出すのがむずかしい。

軸受H, Iは、潤滑油の粘度を下げるとともに、軸受内輪の表面粗さを粗くして( $R_a=0.17\mu\text{m}$ )、試験時の油膜パラメータ $\Lambda$ 値を0.28にして試験した例である。

最近の転がり疲れに関する研究によれば、 $\Lambda$ 値が1以下では表面疲労破損を起すとみられる。事実、軸受H, Iでは、半価幅減少量が先のいくつかの図に示したコンタミネーションのある場合よりさらに大きい変化量を示している。軸受H, Iに限らず、他の例でもこの試験条件においては、半価幅減少が大きかったが、コンタミネーションによる表面疲労と油膜切れによる表面疲労と、材質変化の中味が異なるかどうかは今後の興味ある課題であるとみられる。

軸受J, Nは、混入異物の連續投入形試験において異物の投入量が異なる例である。この場合も先の例と同じように、当然、投入量の少ないグループのものが破損寿命は長く、両図の例では寿命時間に8倍近い差がある。しかし、この両者の半価幅減少量と残留オーステナイト減少量の変化はきわめて類似している。この2つの因子の変化を探求することによって、寿命予

知の方法として役立てる可能性があることがうかがえる。

軸受K, L, Mは、全く同一条件でサンプルの材質も同一炉で熱処理して、できるだけ等しくなるようそろえた場合の例である。

この3つのサンプルは、破損寿命がいずれも約200時間ではほとんど同じであった。さらに、その試験期間中の半価幅、残留オーステナイト量の変化も非常によく似ている。異物混入の耐久試験は条件の安定化が困難であるが、このようなデータからみると、連続投入形試験の混入条件は、十分安定しているとみられる。

同時に、試験条件やサンプルの材質が一定であれば、半価幅、残留オーステナイト量の変化を知ることによって、疲労の進行度を知り得る可能性が十分にある。

しかし、度々ふれているように、いくらかの条件の相違によって、大きな差が生じることもしばしばあるといわねばならない。

軸受Oは玉軸受の例であるが、その半価幅、残留オーステナイトの変化は、円筒ころ軸受の場合とはほぼ同様の傾向を示している。

最後の例として図12に示してあるが、これらは軸受中に土砂の微粉が侵入した場合をシミュレートして、石英粉末を混入した例である。

軸受Pの鋼粉と石英粉と一緒に投入した場合、鋼粉による表面疲労の進行が大きかったためか、他の鋼粉末だけを投入した場合とよく似た経過をたどって破損した。

ところが、軸受Qの石英粉末だけを投入した場合、100時間経過した頃から摩耗が進行し始め、半価幅は途中から逆に初期へもどる傾向を示し、最終的には、摩耗が進行するばかりで、破損する兆候が全くみられないため、耐久試験を停止した。摩耗によって疲労損傷も生じるが、同時に生じた疲労層が摩耗によって削りとられ、両方の作用の均衡がどちらに傾くかによって、疲労破損するか、摩耗し続けるかのどちらかへ向かう様子を半価幅の挙動は示しているように考えられる。

以上いくつかの例で示したように、半価幅と残留オーステナイト量は、残留応力とは異なって寿命予知のための計測値として望ましい特性を有している。

そこで、先の図13と同じように、主なサンプルのデータをまとめて、耐久試験時間を破損寿命時間で除した値（疲労の進行度）に対して示したのが図16および図17である。

図16と図17は類似しているが、半価幅の変化量は完

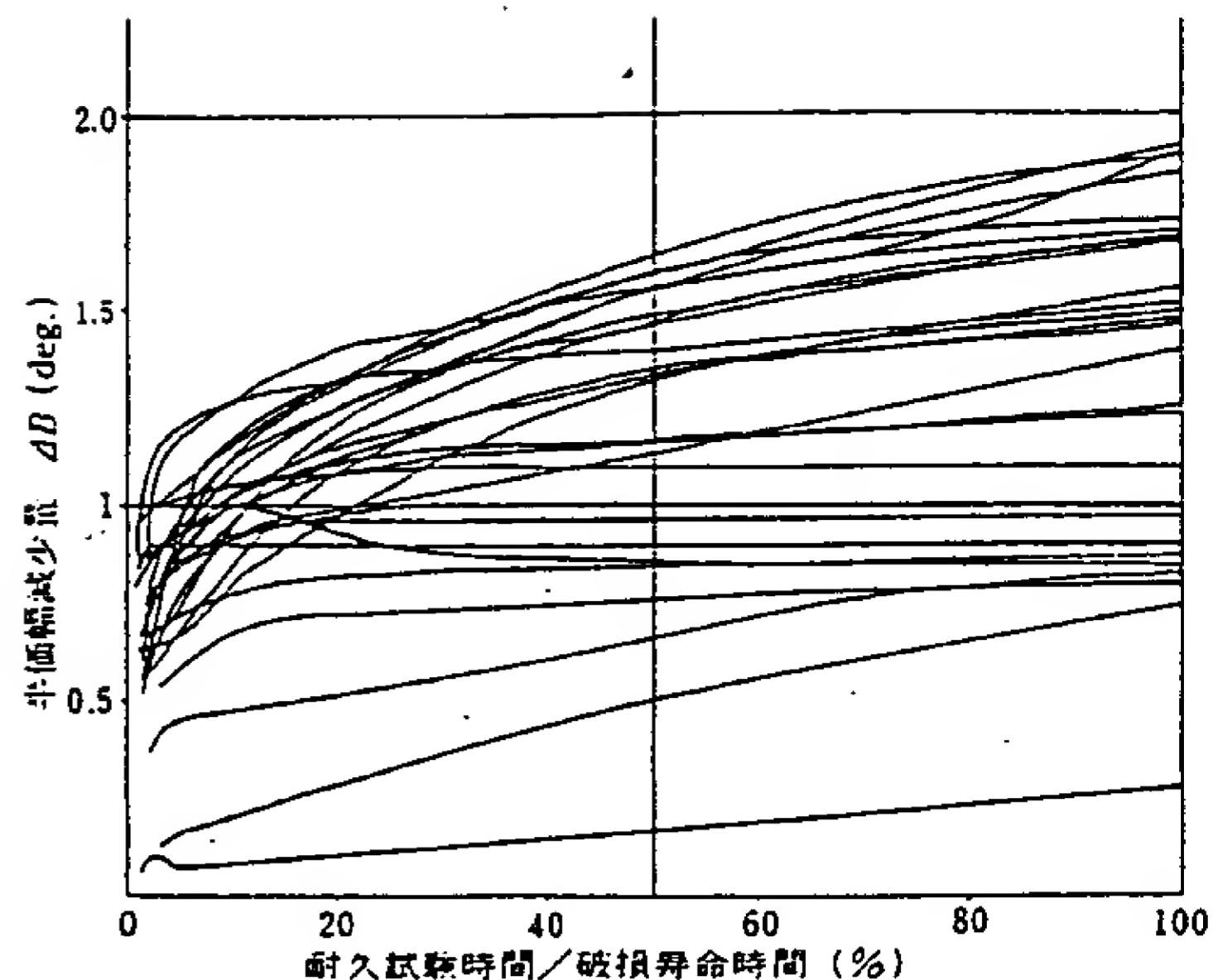


図 16 疲労進行度と半価幅減少量の関係

Fig. 16 Relation between running time ratio and decrement of half-value breadth

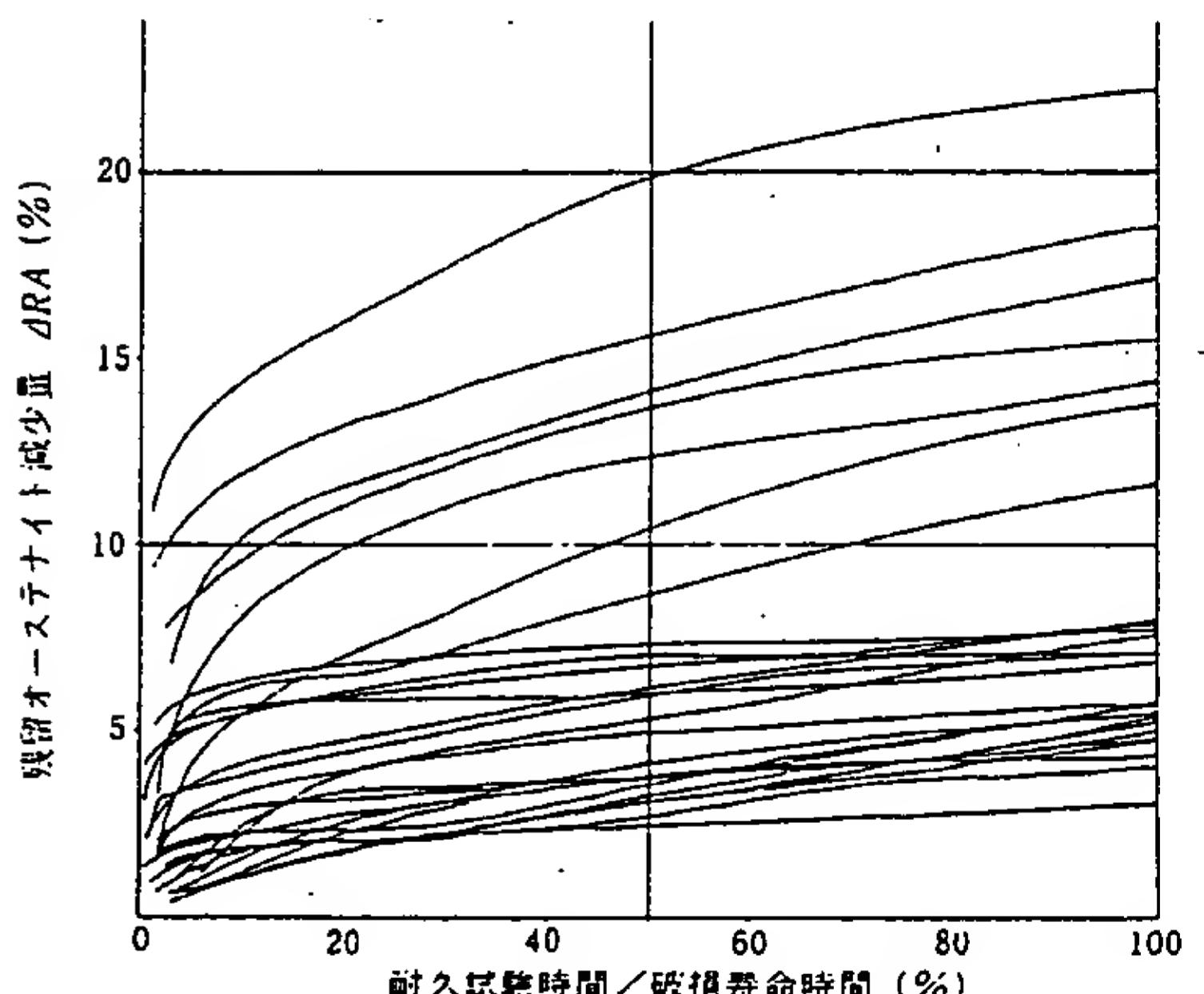


図 17 疲労進行度と残留オーステナイト減少量の関係

Fig. 17 Relation between running time ratio and decrement of retained austenite

全に飽和する場合があるのでに対して、残留オーステナイトの変化量は、常に漸増の傾向を有しているところに相違がある。

半価幅と残留オーステナイト量は、残留応力とは異なり、耐久試験の経過時間とともに増加する傾向があり、その変化率も大きいので、寿命予知のための計測値として好ましい特性を有するが、図16、図17にみられるところ、変化量の絶対値は非常にばらつきが大きく、このままでは、サンプルの疲労度の推定に利用で

きない。これは、日本材料学会X線材料強度部門委員会報告<sup>4)</sup>の結論でも焼なまし材では半価幅による寿命予知が可能であるが、焼入れ材では様相が複雑で、はっきりした傾向がみられないとしている指摘と符合する結果である。そこで、次節以下では、これらのデータをさらに細かく解析して、ばらつきの要因を検討した。

(以下次号へ)

#### 参考文献

- 1) G.LUNDBERG & A.PALMGREN : Dynamic Capacity of Rolling Bearings (1947).
- 2) 平・本田 : 日本機械学会論文集 26, 167, p.926-934 (1960).
- 3) S.Taira & K.Honda : Trans JSME 28 (1962) p.1325-1345.
- 4) 日本材料学会 X線材料強度委員会 : 材料28, 312(1979) p.847-851.
- 5) H.Muro & N.Tsuchiya : Wear 15, 5(1970) p.309-330.
- 6) 日本材料学会 X線材料強度委員会 : 材料25, 277(1976) p.1010-1019.
- 7) 武智・難波ら : 鉄と鋼 62, 5 354(1976).
- 8) 古村・城田・平川 : NSK Bearing Journal 636 (1977) p.1-10.

## Reference Material 2

(Translation of the relevant part)

### Rolling Bearing Engineering 1976, YOUNKENDOU

Pages 60 and 61: marked "B"

#### 3.2 Material of Raceway Ring and Rolling Element

From the characteristics of the materials, the material of the raceway ring and the rolling element has to be sufficiently hard. In this respect, the hardness of about HRC 60 (Hv 700) can be easily obtained by using hardened steel by low temperature tempering.

Pages 61 to 62: marked "C"

##### 3.2.1 Through Hardened Steel

Initially, carbon steel has been used to obtain the hardness by hardening. At the beginning of the 21st century, high-carbon low-chrome steel (1% C, 1.5% Cr) which is still used as the material of the majority of the rolling bearings was developed. Since then, for a long period over a half century, the material has been used with the most basic ingredients unchanged. No other steel for a single use can be unchanged, and the material is most preferable at the normal temperature.

The main ingredient of the bearing steel standardized in Japan is shown in Table 3.2.



ROLLING BEARING ENGINEERING

# 転がり軸受工学

REFERENCE MATERIAL 2

転がり軸受工学編集委員会編



-1976-

東京  
株式会社  
養賢堂発行

昭和50年7月10日 第1版発行  
昭和51年5月20日 第2版発行

著作者 転がり軸受工学委員会  
代 表 上野正弘  
東京都文京区本郷5丁目30番15号  
発行者 株式会社 美 賢 堂  
代表者 及川悦康  
東京都千代田区内神田1丁目12番5号  
印刷者 株式会社 三秀舎  
責任者 山岸 勝

東京都文京区本郷5丁目30番15号  
電話東京2-25700・電話東京(814)0911番(代引)平113

販本所 吉原製本株式会社



定価 3900 円

がり軸受の内部に立ち入って眺めると、材料、熱処理、設計、精密加工、高精度測定などにわたって最新の技術の研究開発の成果を着実に駆使し、正に珠玉のように美しく、しかも、強靭で超精密な製品に生まれ変わり続いている。一見、何の変哲もないような玉やころ1つを取って見ても、その小さな転動体の中には、ずりとりと重いノウハウが、次々に詰め込まれ続けている。

一方、転がり軸受を使う機械の高性能、高信頼度への進歩も著しく、その結果として、その精密機械要素としての転がり軸受に要求される性能と信頼度も、年々高度のものになってきている。

この厳しい要求に応えるためには、軸受そのものに関する技術、すなわち、軸受のハードウェアはもちろんのこと、軸受の使用法に関する技術、すなわち、軸受のソフトウェアも、車の両輪のように並行して研究開発されて、始めて完全な軸受システムとなり、現実の役に立ち得るようになる。

そして、転がり軸受は、滑り軸受の理論先導形に対して、経験先導形の技術進歩をするので、転がり軸受システムを支える技術の基礎になるその工学は、理論とともに応用および実用例の中にも多く包含されている。さらに、最近では、学際的方法論の適用、精密な実験技術の発達、コンピュータの駆使などによって、転がり軸受工学は経験から科学の段階に入りつつある。

本書は、「転がり軸受工学」として、最新の転がり軸受システムに関するハードウェアとソフトウェアの技術分野について、今まで蓄積された技術を中心にして述べたものである。転がり軸受に関するこの種の書籍が転がり軸受メーカーの手によって編集されるのは、1945年 SKF 社、1953年 FAG 社に次いで3番目であり、日本では初めての試みである。

本書が、転がり軸受が関連する工業の進歩に少しでも役立つことができれば望外の幸いである。また、本書の出版に当って、(株)養賢堂及川銳雄社長、川島利之氏に大変お世話になった、深く感謝の意を表したい。

1975年7月

「転がり軸受工学」編集委員会  
代表 上野正弘

## 次 目

1. 転がり軸受工学概論	1	(12) スラスト円すいころ軸受	32
1.1 軸受工業の発達	1	(13) スラスト自動調心ころ軸受	33
1.2 転がり軸受と滑り軸受	2	2. 精度とその測定法	33
1.3 転がり軸受工学概論	3	2.2.1 主要寸法精度とその測定	34
1.3.1 摩擦と摩耗	3	(1) 軸受内径	34
(1) 転がり摩擦	3	(2) テーパ穴軸受の内径とテーベー	36
(2) 転がり軸受の摩擦	5	(3) 軸受外径	38
(3) 転がり軸受の摩耗	6	(4) 内輪、外輪の幅および幅不同	38
1.3.2 潤滑剤と潤滑法	7	(5) 独立幅	40
(1) 潤滑油	7	(6) 面取寸法	40
(2) 潤滑グリース	8	2.2.2 回転精度とその測定	41
(3) 潤滑法	9	(1) ラジアル振れ	42
1.3.3 弾性と運動	10	(2) 内輪の横振れ	44
(1) 転がり軸受の静力学	10	(3) 外輪の外径面の倒れ	45
(2) 転がり軸受の動力学	10	(4) キシャル振れ	45
1.3.4 寿命と定格荷重	12	(5) ラジアル振れおよびキシャル	45
(1) 転がり軸受の寿命	12	振れの誤返し精度	51
(2) 転がり軸受の定格荷重	14	2.2.3 すべきまの測定	52
1.3.5 音響と振動	15	(1) 深みぞ五軸受のラジアルすべきま	53
(1) 転がり軸受の音響	15	(2) 円筒ころ軸受のラジアルすべきま	58
(2) 転がり軸受の振動	17	(3) 自動調心ころ軸受のラジアルすべきま	58
参考文献	18	参考文献	59
2. 転がり軸受の形式	21	3. 転がり軸受の材料	60
2.1 形式	21	3.1 軸受材料に要求される特性	60
2.1.1 形式による分類	21	3.2 軌道輪と転動体の材料	60
2.1.2 各軸受形式の特徴と用途	22	3.2.1 完全硬化鋼	61
(1) 深みぞ玉軸受	22	(1) 化学成分	62
(2) マグネット玉軸受	23	(2) 非金属介在物	63
(3) アンギュラ玉軸受	23	(3) マトリックスの強さ	65
(4) 自動調心玉軸受	24	(4) 残留オーステナイト	66
(5) 棲列アンギュラ玉軸受	25	(5) 成化物の量と分布	67
(6) 円筒ころ軸受	25	(6) 戻留応力	67
(7) 円すいころ軸受	27	(7) 硬さ	67
(8) 自動調心ころ軸受	29	(8) 加工	68
(9) 針状ころ軸受	30		
(10) スラスト玉軸受	30		
(11) スラスト円筒ころ軸受	31		

3.2.2 表面硬化鋼 .....	68	(1) ころの公転, 自転およびスキュー	102
(1) 化学成分 .....	69	(2) ころの滑りに対する理論的解明	
(2) 硬化層設計 .....	70	(3) ころに働く接触力 .....	104
(3) 残留オーステナイト .....	70	(3) ころに働く接觸力 .....	106
(4) 残留応力 .....	71	4.2.3 玉軸受の玉の運動 .....	108
(5) 加工 .....	71	(1) 玉の運動の研究 .....	108
3.2.3 高合金材料 .....	71	(2) アンギュラ玉軸受の玉の運動 .....	109
(1) 耐食軸受用鋼 .....	71	4.3 摩擦と温度上昇 .....	117
(2) 高温軸受用材料 .....	72	4.3.1 軸受の摩擦 .....	117
(3) 高温・耐食軸受用材料 .....	75	(1) 玉軸受の荷重項 .....	118
(4) 低温軸受用材料 .....	75	(2) ころ軸受の荷重項 .....	120
3.3 保持器材料 .....	76	(3) 速度項 .....	122
3.3.1 鉄合金材料 .....	76	(4) 軸受の摩擦特性 .....	124
3.3.2 非鉄合金材料 .....	77	4.3.2 軸受の温度上昇 .....	124
3.3.3 非金属材料 .....	77	(1) 摩擦と温度上昇 .....	124
3.4 その他の材料 .....	79	(2) 液潤滑方法と温度上昇 .....	125
参考文献 .....	79	(3) 軸受まわりの形状 .....	127
4. 転がり軸受の特性 .....	81	(4) $d_{\text{min}}$ と温度上昇 .....	129
4.1 転がり軸受の剛性 .....	81	4.4 転がり軸受の振動と音響 .....	130
4.1.1 転がり接触部の変形 .....	82	4.4.1 転がり軸受の振動 .....	130
(1) 点接触の場合 .....	82	(1) 転がり軸受の振動の分類 .....	130
(2) 線接触の場合 .....	84	(2) 軸受のばねが関与する振動 .....	131
4.1.2 玉軸受の剛性 .....	86	(3) 軸受の製作に関する振動 .....	135
(1) ラジアル荷重の場合 .....	87	4.4.2 転がり軸受の音響 .....	138
(2) スラスト荷重の場合 .....	88	(1) 転がり軸受の音響の分類 .....	138
(3) モーメント, 一般荷重の場合 .....	88	(2) 軸受の音 .....	138
4.1.3 円筒ころ軸受の剛性 .....	90	(3) 軸受を組んだ場合に生ずる音 .....	138
4.1.4 円すいころ軸受の剛性 .....	91	4.4.3 転がり軸受の振動と音響の関連 .....	146
(1) スラスト荷重の場合 .....	91	4.5 弾性流体潤滑理論の適用 .....	146
(2) 一般荷重の場合 .....	95	4.5.1 ころの回転と表面速度 .....	147
4.1.5 転がり軸受で支えられた軸系の剛性 .....	97	4.5.2 公転(保持器)速度を計算する際の仮定と条件 .....	149
(1) 軸受のモーメント剛性 .....	97	4.5.3 ころに働く力と運動方程式 .....	
(2) 軸受間隙と軸系の剛性 .....	99	4.5.4 式の簡便化 .....	152
4.2 転がり軸受の運動 .....	100	4.5.5 解法 .....	153
4.2.1 転動体の自転, 公転および滑り率 .....	100		
4.2.2 円筒ころ軸受のころの運動 .....	102		

付録	156	5.3.2 JISによる動等価荷重の計算方法 .....	192
参考文献	157	5.3.3 變動荷重の動等価荷重 .....	193
5. 転がり軸受の疲れ寿命と定格荷重 .....	164	5.4 静止格荷重 .....	193
5.1 疲れ寿命 .....	164	5.4.1 永久変形量に関する式 .....	193
5.1.1 転がり軸受の故障と寿命 .....	164	(1) PALMGREN の式 .....	194
5.1.2 寿命の統計的取扱い .....	165	(2) JONES の式 .....	194
(1) 寿命のばらつき .....	165	(3) ESCMANN の式 .....	194
(2) HARRIS の式 .....	194	(4) HARRIS の式 .....	194
5.4.2 JISによる静定格荷重と静等価荷重 .....	195	5.4.2 JISによる静定格荷重と静等価荷重 .....	195
参考文献 .....	195	6. 転がり軸受の潤滑 .....	198
6.1 転がり軸受の潤滑法 .....	198	6.1.1 転がり軸受の潤滑法 .....	198
6.1.1 グリース潤滑と油潤滑の得失 .....	199	6.1.1 グリース潤滑と油潤滑の得失 .....	199
6.1.2 密封装置 .....	200	6.1.2 密封装置 .....	200
(1) 非接触シール .....	200	(1) 非接触シール .....	200
(2) 接触シール .....	201	(2) 接触シール .....	201
6.1.3 グリース潤滑法 .....	203	6.1.3 グリース潤滑法 .....	203
(1) シール, シールド軸受の応用 .....	203	(1) シール, シールド軸受の応用 .....	203
5.2 寿命と定格荷重 .....	181	5.2.1 寿命計算方法の変遷 .....	181
(1) 軸受のソフトウェアに関する因子 .....	173	5.2.2 LUNDBERG-PALMGREN の理論 .....	181
(2) 軸受のソフトウェアに関する因子 .....	173	5.2.3 JIS の寿命計算方法 .....	184
5.2.4 寿命計算方法の発展 .....	185	5.2.4 寿命計算方法 .....	185
(1) 荷重指数 .....	185	5.1.4 油潤滑法 .....	206
(2) 最小寿命 .....	185	(1) 油浴潤滑 .....	207
(3) 高速回転 .....	186	(2) 飛沫給油 .....	207
(4) 円すいころ軸受の新しい寿命計算方法 .....	187	(3) 循環給油 .....	208
(5) 転動体寿命を考慮した基本動格荷重 .....	188	(4) 滴下給油 .....	208
5.2.5 寿命計算式に対する最近の提案 .....	189	(5) ジェット給油 .....	209
5.3 等価荷重 .....	190	(6) 噴霧給油 .....	209
5.3.1 動等価荷重の理論 .....	190	6.2.1 転がり軸受の潤滑剤 .....	210
(1) 動等価ラジアル荷重 .....	190	6.2.2 潤滑油 .....	211
(2) 動等価スラスト荷重 .....	192	6.2.3 グリース .....	212

(3) グリースの流動と軸がり軸受内の挙動 ..... 214	7.2.2 固定側軸受 ..... 241	7.4.1 軸受取扱上の一般的注意事項 ..... 241	(3) 糸こん ..... 291
(4) グリースの選定 ..... 214	(1) NUP形円筒ころ軸受 ..... 241	(1) 軸受およびその周辺は清潔に保つこと ..... 255	8.4.2 さび ..... 291
6.2.4 グリース潤滑における諸問題 ..... 215	(2) 深みぞ玉軸受 ..... 241	(2) 取扱いはていねいに行なうこと ..... 256	8.4.3 潤滑不良 ..... 292
(1) 魔掠モーメントおよび温度上昇 ..... 215	(3) 取外しスリーブ付複列自動調心ころ軸受 ..... 242	(3) 取扱い用具は適切なものを用いること ..... 256	8.4.4 内外輪の傾き ..... 293
(2) グリース漏れ ..... 216	(4) 複合アンギュラ玉軸受 ..... 242	(4) 軸受に精通している者が取扱うこと ..... 256	8.4.5 過大荷重 ..... 294
(3) グリース潤滑軸受の音響 ..... 217	(5) 模式スラスト玉軸受 ..... 242	(5) 軸受のさびに注意すること ..... 256	8.4.6 保持器の損傷 ..... 295
(4) グリースの防錆性 ..... 219	7.2.3 半固定軸受 ..... 242	(6) 軸受に適切なものを使うこと ..... 256	8.4.7 転動面の組みきず ..... 295
(5) グリースの混合適性 ..... 219	(1) マグネット玉軸受 ..... 242	(7) 軸受のさびはあいの不適当 ..... 296	8.4.8 ハウジングの剛性むら ..... 295
(6) フレッシュングローリジョン ..... 220	(2) NJ形円筒ころ軸受 ..... 242	(8) フォールスプリネリング ..... 296	8.4.9 はめあい ..... 296
6.2.5 潤滑剤の劣化 ..... 221	(3) 単式スラスト玉軸受 ..... 242	(9) 取付け作業 ..... 256	8.4.10 ブリネリング ..... 297
6.2.6 グリース寿命 ..... 221	7.2.4 軸受配列と取付方法 ..... 243	(1) 円筒穴軸受の取付け ..... 256	8.4.11 ブリネリング ..... 297
(1) グリース寿命に関する因子 ..... 221	(1) 中形電動機軸受 ..... 243	(2) テーパーブラケットの取付け ..... 258	8.4.12 電食 ..... 297
(2) グリース寿命試験 ..... 223	(2) クオーム軸の固定側軸受 ..... 243	(3) 取外し作業 ..... 260	8.4.13 サーマルクラック ..... 301
(3) グリース寿命の計算式・図 ..... 223	(3) 自動車デビニオン軸受 ..... 243	(4) 圧入力、引抜き力 ..... 263	8.4.14 欠損 ..... 301
(4) グリース寿命のばらつき ..... 226	(4) 高速旋盤主軸 ..... 244	(5) 参考文献 ..... 302	
6.2.7 潤滑剤の進歩 ..... 227	(5) その他の種々の取付構造 ..... 244		
6.2.8 固体潤滑剤 ..... 229	7.3 予圧 ..... 247		
参考文献 ..... 230	7.3.1 予圧の目的 ..... 247	8. 転がり軸受の応用 ..... 266	
7. 転がり軸受の応用 ..... 230	7.3.2 予圧の方法と特長 ..... 248	8.1 摩耗と焼付き ..... 266	9.1 自動車の前輪、後輪 ..... 303
7.1 軸受のはめあい ..... 233	7.3.3 軸受に加わる荷重と変位 ..... 248	8.1.1 軸受材料の摩耗特性 ..... 267	9.1.1 駆動輪でない場合 ..... 303
(1) 荷重の性質 ..... 233	7.3.4 予圧と剛性 ..... 249	8.1.2 転がり面の滑り ..... 269	9.1.2 駆動輪の場合 ..... 305
(2) 荷重の大きさおよび温度条件 ..... 233	(1) 定位置予圧のとき ..... 249	(1) 独立懸架 ..... 269	(1) 独立懸架 ..... 305
7.1.2 軸受すきま ..... 237	(2) 定圧予圧のとき ..... 251	(2) 線接触の転がり ..... 270	(2) 車輪懸架 ..... 307
(1) はめあいによるすきまの減少 ..... 237	7.3.5 予圧量 ..... 251	(3) 転がり軸受の微小滑り ..... 273	9.2 自動車の終減速装置 ..... 310
(2) 内外輪の温度差によるすきまの減少 ..... 237	(1) 軸受の管理法 ..... 253	8.1.3 軸受の焼き ..... 273	9.2.1 片持支持 ..... 311
(3) 逆転時における最適有効すきまの値 ..... 238	(2) 定位置による法 ..... 253	8.1.4 軸受の摩耗 ..... 275	9.2.2 面持支持 ..... 315
(4) 軸受すきまの選び方 ..... 239	(3) 軸受の軸方向変位量を測定する法 ..... 253	8.2 クリープとフレッチング ..... 277	9.3 齒車変速装置 ..... 317
7.2 形式と配列 ..... 240	(4) ナットの締付トルクを測定する法 ..... 253	8.2.1 クリープ ..... 277	9.3.1 自動車の歯車变速装置 ..... 317
7.2.1 自由側軸受 ..... 241	7.3.7 スラスト荷重と起動摩擦モーメント ..... 253	8.2.2 フレッチング ..... 281	9.3.2 建設機械、農業機械における歯車变速装置 ..... 320
(1) NU形円筒ころ軸受 ..... 241	(1) 軸受の起動摩擦モーメントの測定による法 ..... 253	8.3 取付誤差 ..... 283	8.4 転がり軸受の損傷原因とその対策 ..... 289
(2) 深みぞ玉軸受 ..... 241	(2) ばねの変位量の測定による法 ..... 253	8.3.1 玉軸受の取付誤差と寿命 ..... 283	9.4.3 装置別の軸受 ..... 325
(3) 複列自動調心ころ軸受 ..... 241	(3) 軸受の軸方向変位量を測定する法 ..... 253	(1) ラジアル玉軸受 ..... 283	(1) ダイレクト方式駆動 ..... 325
(4) 複合アンギュラ玉軸受 ..... 241	(4) ナットの締付トルクと締付力 ..... 253	(2) スラスト玉軸受 ..... 286	(2) 機械 ..... 326
7.4 取付け外し ..... 255	7.3.8 ナットの締付トルクと締付力 ..... 253	8.3.2 ごろ軸受の取付誤差と寿命 ..... 286	(3) 終減速装置 ..... 327
(1) 摩耗 ..... 290		(1) 遊星偏心機構 ..... 286	(4) 起動輪軸 ..... 328
(2) 圧縮 ..... 291		(2) しゃう動み合いで式変速機 ..... 320	
(3) 异物の侵入 ..... 290		(1) ラジアル玉軸受 ..... 283	
(4) 圧縮 ..... 291		(2) しゃう動み合いで式変速機 ..... 321	

(3) グリースの流動と軸がり軸受内の挙動 ..... 214	7.2.2 固定側軸受 ..... 241	7.4.1 軸受取扱上の一般的注意事項 ..... 241	(3) 糸こん ..... 291
(4) グリースの選定 ..... 214	(1) NUP形円筒ころ軸受 ..... 241	(1) 軸受およびその周辺は清潔に保つこと ..... 255	8.4.2 さび ..... 291
6.2.4 グリース潤滑における諸問題題 ..... 215	(2) 深みぞ玉軸受 ..... 241	(2) 取扱いはていねいに行なうこと ..... 256	8.4.3 潤滑不良 ..... 292
(1) 魔掠モーメントおよび温度上昇 ..... 215	(3) 取外しスリーブ付複列自動調心ころ軸受 ..... 242	(3) 取扱い用具は適切なものを用いること ..... 256	8.4.4 内外輪の傾き ..... 293
(2) グリース漏れ ..... 216	(4) 複合アンギュラ玉軸受 ..... 242	(4) 軸受に精通している者が取扱うこと ..... 256	8.4.5 過大荷重 ..... 294
(3) グリース潤滑軸受の音響 ..... 217	(5) 模式スラスト玉軸受 ..... 242	(5) 軸受のさびに注意すること ..... 256	8.4.6 保持器の損傷 ..... 295
(4) グリースの防錆性 ..... 219	7.2.3 半固定軸受 ..... 242	(6) 軸受のさびはあいの不適当 ..... 296	8.4.7 転動面の組みきず ..... 295
(5) グリースの混合適性 ..... 219	(1) マグネット玉軸受 ..... 242	(7) 軸受のさびに注意すること ..... 256	8.4.8 ハウジングの剛性むら ..... 295
(6) フレッシュングローリジョン ..... 220	(2) NJ形円筒ころ軸受 ..... 242	(8) フォールスプリネリング ..... 296	8.4.9 はめあい ..... 296
6.2.5 潤滑剤の劣化 ..... 221	(3) 単式スラスト玉軸受 ..... 242	(9) 取付け作業 ..... 256	8.4.10 ブリネリング ..... 297
6.2.6 グリース寿命 ..... 221	7.2.4 軸受配列と取付方法 ..... 243	(1) 円筒穴軸受の取付け ..... 256	8.4.11 ブリネリング ..... 297
(1) グリース寿命に関する因子 ..... 221	(1) 中形電動機軸受 ..... 243	(2) テーパーブラケットの取付け ..... 258	8.4.12 電食 ..... 297
(2) グリース寿命試験 ..... 223	(2) クオーム軸の固定側軸受 ..... 243	(3) 取外し作業 ..... 260	8.4.13 サーマルクラック ..... 301
(3) グリース寿命の計算式・図 ..... 223	(3) 自動車デビニオン軸受 ..... 243	(4) 圧入力、引抜き力 ..... 263	8.4.14 欠損 ..... 301
(4) グリース寿命のばらつき ..... 226	(4) 高速旋盤主軸 ..... 244	(5) 参考文献 ..... 302	
6.2.7 潤滑剤の進歩 ..... 227	7.3 予圧 ..... 247		
6.2.8 固体潤滑剤 ..... 229	7.3.1 予圧の目的 ..... 247	8. 転がり軸受の応用 ..... 266	
参考文献 ..... 230	7.3.2 予圧の方法と特長 ..... 248	8.1 摩耗と焼付き ..... 266	9.1 自動車の前輪、後輪 ..... 303
7. 転がり軸受の応用 ..... 230	7.3.3 軸受に加わる荷重と変位 ..... 248	8.1.1 軸受材料の摩耗特性 ..... 267	9.1.1 駆動輪でない場合 ..... 303
7.1 軸受のはめあい ..... 233	7.3.4 予圧と剛性 ..... 249	8.1.2 転がり面の滑り ..... 269	9.1.2 駆動輪の場合 ..... 305
(1) 荷重の性質 ..... 233	(1) 定位置予圧のとき ..... 249	(1) 独立懸架 ..... 269	(1) 独立懸架 ..... 305
(2) 荷重の大きさおよび温度条件 ..... 233	(2) 定圧予圧のとき ..... 251	(2) 線接触の転がり ..... 270	(2) 車輪懸架 ..... 307
7.1.1 軸受のはめあい ..... 233	7.3.5 予圧量 ..... 251	(3) 転がり軸受の微小滑り ..... 273	9.2 自動車の終減速装置 ..... 310
(1) 荷重 ..... 233	(1) 軸受の管理法 ..... 253	8.1.3 軸受の焼き ..... 273	9.2.1 片持支持 ..... 311
(2) 温度 ..... 233	(2) 定位置による法 ..... 253	8.1.4 軸受の摩耗 ..... 275	9.2.2 面持支持 ..... 315
7.1.2 軸受すきま ..... 237	(3) 軸受の軸方向変位量を測定する法 ..... 253	8.2 クリープとフレッチング ..... 277	9.3 齒車変速装置 ..... 317
(1) はめあいによるすきまの減少 ..... 237	(4) ナットの締付トルクを測定する法 ..... 253	8.2.1 クリープ ..... 277	9.3.1 自動車の歯車变速装置 ..... 317
(2) 内外輪の温度差によるすきまの減少 ..... 237	(5) 軸受の起動摩擦モーメントの測定による法 ..... 253	8.2.2 フレッチング ..... 281	9.3.2 建設機械、農業機械における歯車变速装置 ..... 320
(3) 逆転時における最適有効すきまの値 ..... 238	(6) ナットの締付による法 ..... 253	8.3 取付誤差 ..... 283	8.4 転がり軸受の損傷原因とその対策 ..... 289
(4) 軸受すきまの選び方 ..... 239	(7) スラスト荷重と起動摩擦モーメント ..... 253	8.3.1 玉軸受の取付誤差と寿命 ..... 283	9.4.3 装置別の軸受 ..... 325
7.2 形式と配列 ..... 240	(8) ナットの締付トルクと締付力 ..... 253	(1) ラジアル玉軸受 ..... 283	(1) ダイレクト方式駆動 ..... 325
7.2.1 自由側軸受 ..... 241	(9) スラスト玉軸受 ..... 253	(2) しゃう動み合いで式変速機 ..... 286	(2) 機械 ..... 326
(1) NU形円筒ころ軸受 ..... 241	7.3.8 ナットの締付トルクと締付力 ..... 253	8.3.2 ごろ軸受の取付誤差と寿命 ..... 286	(3) 終減速装置 ..... 327
(2) 深みぞ玉軸受 ..... 241		(1) 遊星偏心機構 ..... 286	(4) 起動輪軸 ..... 328
(3) 複列自動調心ころ軸受 ..... 241		(2) しゃう動み合いで式変速機 ..... 321	
(4) 複合アンギュラ玉軸受 ..... 241		9.4 トランクタの動力伝達機構 ..... 322	
7.4 取付け外し ..... 255		9.4.1 トランクタの動力伝達機構用軸受 ..... 324	
(1) 摩耗 ..... 290		9.4.2 動力伝達機器用軸受 ..... 324	
(2) 圧縮 ..... 291		9.4.3 装置別の軸受 ..... 325	
(3) 异物の侵入 ..... 290		(1) ダイレクト方式駆動 ..... 325	
(4) 圧縮 ..... 291		(2) 機械 ..... 326	
7.4.1 軸受取扱上の一般的注意事項 ..... 241		(3) 終減速装置 ..... 327	
(1) 軸受およびその周辺は清潔に保つこと ..... 255		(4) 起動輪軸 ..... 328	
(2) つこと ..... 255			
(3) 取扱いはていねいに行なうこと ..... 256			
(4) 取扱い用具は適切なものを用いること ..... 256			
(5) 軸受のさびに注意すること ..... 256			
(6) 軸受に適切なものを用いること ..... 256			
(7) 軸受のさびに注意すること ..... 256			
(8) 軸受に適切なものを用いること ..... 256			
(9) 軸受に適切なものを用いること ..... 256			
(10) 軸受に適切なものを用いること ..... 256			
(11) 軸受に適切なものを用いること ..... 256			
(12) 軸受に適切なものを用いること ..... 256			
(13) 軸受に適切なものを用いること ..... 256			
(14) 軸受に適切なものを用いること ..... 256			
(15) 軸受に適切なものを用いること ..... 256			
(16) 軸受に適切なものを用いること ..... 256			
(17) 軸受に適切なものを用いること ..... 256			
(18) 軸受に適切なものを用いること ..... 256			
(19) 軸受に適切なものを用いること ..... 256			
(20) 軸受に適切なものを用いること ..... 256			
(21) 軸受に適切なものを用いること ..... 256			

9.5 鉄道車両の車軸	329	9.8.3 主軸用軸がり軸受の特長と応用例	354
9.5.1 円すいころ軸受	330	(1) 円すいころ軸受	354
9.5.2 自動調心ころ軸受	332	(2) 滚列円筒ころ軸受	355
9.5.3 円筒ころ軸受	334	(3) アンギュラ玉軸受	356
(1) 五輪受を前ぶた側にもつ形式	335	(4) スラストアンギュラ玉軸受	358
(2) つば付円筒ころ軸受の形式	336	9.9 ジェットエンジン(主軸受)	359
9.6 電動機	336	9.9.1 高速軸受の形式	360
9.6.1 主要用途と軸受の種類	336	9.9.2 軸受材料	361
9.6.2 用途別応用例	337	9.9.3 潤滑	362
(1) 家庭電気機器	337	9.9.4 スキッティング	363
(2) 自動車用発電機	339	9.9.5 軸受のダンパー	364
(3) 小形電動機	339	9.9.6 軸受の信頼性に対する配慮	366
(4) 槍撃電動機	339		
(5) たて形電動機	340		
(6) 電動工具	341		
(7) 高周波電動機	341	9.10 圧延機ロールネック用軸受	366
9.6.3 応用上の問題点	342	9.10.1 ロールネック用軸受の問題点	366
9.7 制御機器	344	9.10.2 4列円すいころ軸受	367
9.7.1 制御機器用軸受	344	9.10.3 4列円筒ころ軸受	369
9.7.2 軸受材料	344	(1) 線材圧延機用4列円筒ころ軸受	370
9.7.3 主要用例	345	(2) 撥えロール4列円筒ころ軸受	370
(1) シンクロ電機	345	9.10.4 センジマ圧延機控えロール用軸受	372
(2) サーボモータ	345	9.10.5 ロールネック軸受の潤滑	373
(3) ジャイロ	346	9.11 製紙機械ドライヤ部軸受	373
9.7.4 制御機器用軸受の問題点	347		
(1) 軸受のはめあい	347		
(2) 軸受のすきま	348		
(3) 軸受の摩擦モーメント	348		
(4) 潤滑	349		
9.8 工作機械の主軸	350		
9.8.1 工作機械主軸用軸受に要求される特性	351	9.11.1 ドライヤロール軸受	374
(1) 切削中における主軸の振動	351	9.11.2 カンバスロール軸受	376
(2) 軸受の強度	352	9.11.3 プレーカースタック軸受	376
9.8.2 主軸用軸がり軸受の形式と精度	353	参考文献	378
		付表	381
		索引	385

## 量記号

## 量記号

A	基本動定格荷重計算係数	$f_c$	添字 $f$ フランジ
A	基本動定格荷重計算係数	$f_{ca}$	スラスト基本動定格荷重計算係数
a	振幅、接触だ円の長半径、偏心	$G$	横断性係数、流量
a	転動体、軸方向	$\theta$	重力の加速度
B	軸受の幅(円すいころ軸受の場合は内輪の幅), 基本動定格荷重計算の定数	$H$	スラスト軸受の高さ、質量
b	振幅、接触だ円の短半径、接触幅	$h$	油膜厚さ、慣数
b	振幅、接触だ円の外輪の半分, 円すいころ軸受の外輪の幅	$I$	慣性モーメント、断面2次モーメント、積分値
i	1個の軸受内の転動体の列数	$j$	添字 i 内輪
C	基本動定格荷重	$J_a$	スラスト積分
C <sub>a</sub>	スラスト基本動定格荷重	$J_r$	ラジアル積分
C <sub>o</sub>	基本静定格荷重	$J_s$	回転軸の平均転動体荷重についての積分
C <sub>oa</sub>	スラスト基本静定格荷重	$J_s$	静止軸の平均転動体荷重についての積分
c	比熱、指數	$K$	第1種完全だ円積分、ばね定数の積分
c	保持器	$L$	だ円積分の母数
D	直徑(主として外徑), 軸受外徑	$L_a$	軸受の寿命, 軸受の定格寿命
D <sub>a</sub>	転動体直徑	$L_{10}$	(90%), 単位 $10^6$ 回転
D <sub>e</sub>	外輪軌道径	$L_{50}$	平均寿命, 単位 $10^6$ 回転
D <sub>t</sub>	内輪軌道径	$L_m$	軸受の90%寿命, 単位 $10^6$ 回転
d	直徑(主として内徑), 軸受内徑	$L_{10}$	軸受の50%寿命(メジアン寿命)
d <sub>m</sub>	転動体のピッチ内徑	$L_{10}$	単位 $10^6$ 回転
E	綫弾性係数, 第2種完全だ円積分		これら有効接触長さ
e	ワイヤルこう配, 荷重比などによってラジアル係数を求めるときに用いる係數, 指數	$l_a$	こち全長
e	外輪	$I_f$	モーメント, 摩擦モーメント
F	輪受荷重, 力・荷重, 累積破損確率	$M$	平均値
F <sub>a</sub>	スラスト荷重, スラスト分力	$N$	接回転数, 応力換算し数
F <sub>r</sub>	ラジアル荷重, ラジアル分力	$n$	回転速度, 回転数
F <sub>r</sub>	離心力	$n_a$	転動体の自転回転速度
f	振動数・周波数, 動定格荷重を求めるとき用いる係數	$n_c$	転動体または保持器の公転回転速

### 3. 軸がり軸受の材料

さらに、疲れ強さを大きくするために、欠陥が少なく、機械的強度がすぐれている組織でなければならない。転がり疲れ寿命に及ぼす材料の諸因子については、多くの研究が行なわれ、関連性がまとめられている<sup>1)</sup>(図3-1)。また、長期間使用中に組織変化やクリープによる寸法変化がないことも重要である。

### 3.1 輸送材料に要求される特性

軸受部品の運動支撑点では、部品によって異なる相対運動と荷重負荷が行なわれている（第4章参照）。

内輪の幅の狭い場合と軸受部との間では、比較的高い接触圧のものと、比較的小さい慣り運動をともなう転がり運動が行なわれ、繰返し応力が負荷される。

転動体と保持器の間では、転動体から保持器のポケットに荷重が加えられ、保持器に

$d_m u$  値に大体比例する滑り速度の滑り摩耗が生じる。

潤滑条件のわるい滑り摩耗が生じる。

表 3.1 乾からり相変の機能と材料の特性

機能	特性	材料の特性
高荷重に耐える	変形抵抗が大きい	硬さが高い
高速回転ができる	摩擦、摩耗が少ない	耐摩耗性が大きい
回転性能がよい	回転精度がよい	
互換性がある	寸法精度が高い	組織が変化しない
長期間使用できる	寸法安定性がよい	
	耐久性がある	疲れ強さが大きい

表3.1のような材料特性が要求される。

3.2 軌道輪と転動体の材料

表3.1の材料特性から、軌道輪と転動体の材料としては、第1に硬さの高いことが必要である。この点については、低温焼もどしをした焼入鋼を使用することにより、HRC

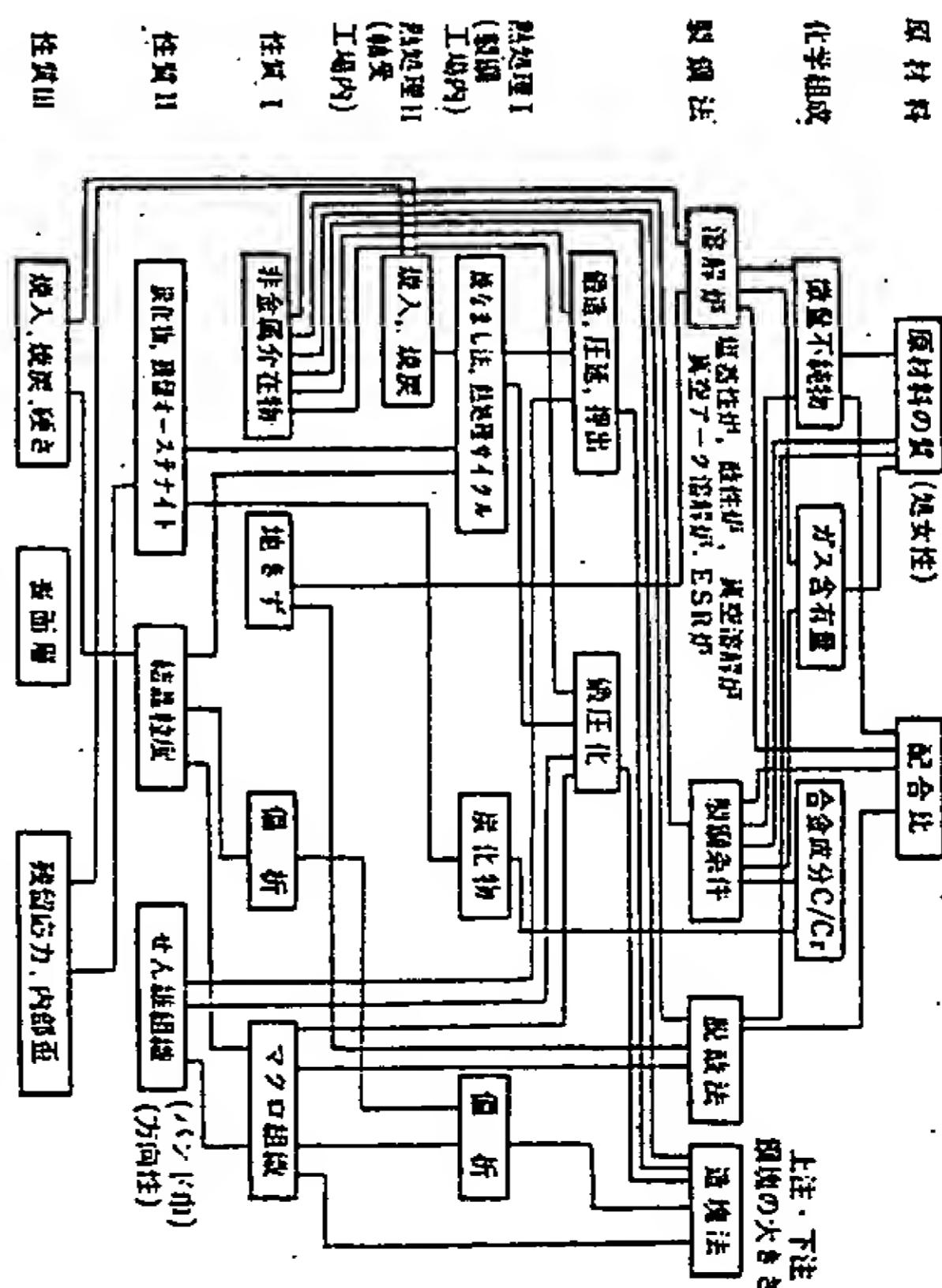


図 3.1 軸受寿命に及ぼす材料的諸要因とその相互の関連性（河田）

性のよい材料であることが望ましい。

工業製品としては、塑性加工、切削加工、研削加工が容易で、且つ効果があがり生産性のよい材料であることが望ましい。

これらの要求特性を使用条件に応じて満足させるように、いろいろな材料を使用するが、基本的には焼入、低温焼もどし低合金鋼が主体になる。また、これらの特性を十分に出すためには、製造工程、加工法によって影響される点が多いので、材料の選定のみでは十分な効果が期待できず、製造法の改良が必要である。

### 3.2.1 完全硬化鋼

初めは焼入れにより硬さを出すために炭素鋼が使われていたが、20世紀の当初に今でも大部分の軸がり軸受の材料として使われている 1% C, 1.5% Cr の高炭素低クロム鋼が作りだされた。それ以来、半世紀をこえる長い間、基本成分はほとんど変わらずに用い

られている。単一用途に使われる鋼で、このように変化していないものは他に例を見ないが、常温では現在でもなお最もすぐれている。

#### (1) 化学成分

現在、日本で規格化されているのは表 3.2 に示す 5 鋼種であるが、外国ではさらに焼入性を増すために、表 3.3 に示すような Mn, Cr, Mo の量が多いものも規格化されていて、これらは ISO 規格になる予定である。大型軸受になるにしたがって Mn, Cr, Mo

Table 3.2 MAIN INGREDIENT OF THE BEARING STEEL  
表 3.2 軸受鋼の主要成分 (JIS G 4805-1970)

TYPE 種 類	SYMBOL 記 号	化 学 成 分 (%) CHEMICAL INGREDIENT				
		C	Si	Mn	Cr	Mo
1 種	SUJ 1	0.95~1.10	0.15~0.35	0.50以下	0.90~1.20	<0.08
2 種	" 2	0.95~1.10	0.15~0.35	0.50以下	1.30~1.60	<0.08
3 種	" 3	0.95~1.10	0.40~0.70	0.90~1.15	0.90~1.20	<0.08
4 種	" 4	0.95~1.10	0.15~0.35	0.50以下	1.30~1.60	0.10~0.25
5 種	" 5	0.95~1.10	0.40~0.70	0.90~1.15	0.90~1.20	0.10~0.25

備考 Ni, Cu<0.25

表 3.3 外国の軸受鋼の主要成分

規 格	記 号	化 学 成 分 (%)				
		C	Si	Mn	Cr	Mo
SAE	50100	0.98~1.10	0.20~0.35	0.25~0.45	0.40~0.60	0.06以下
J 404	51100	0.98~1.10	0.20~0.35	0.25~0.45	0.90~1.15	0.06以下
	52100	0.98~1.10	0.20~0.35	0.25~0.45	1.30~1.60	0.06以下
ASTM	Grade 1	0.90~1.05	0.45~0.75	0.95~1.25	0.90~1.20	0.06以下
A 485	2	0.85~1.00	0.50~0.80	1.40~1.70	1.40~1.80	0.06以下
	3	0.95~1.10	0.20~0.35	0.65~0.90	1.10~1.50	0.20~0.30
	4	0.95~1.10	0.20~0.35	1.05~1.35	1.10~1.50	0.45~0.60
BS 970	En 31	0.90~1.20	0.10~0.35	0.30~0.75	1.00~1.65	—
VDEh	100 Cr 6	0.90~1.05	0.15~0.35	0.25~0.40	1.40~1.65	—
350	100CrMn6	0.90~1.05	0.50~0.70	1.00~1.20	1.40~1.65	—
TOCT	ШХ 15	0.95~1.05	0.17~0.37	0.20~0.40	1.30~1.65	—
801	ШХ 15Cr	0.95~1.05	0.40~0.65	0.90~1.20	1.30~1.65	—

焼入・低温焼もどしによりマルテンサイト組織にして硬さを増加させる場合、すべてマルテンサイト組織にすると焼入過敏性が大きくなり、適切な熱処理を安定に行なうことがむずかしい。また、高炭素鋼の被削削性を向上させるには球状化炭化物組織にしな

ければならない。これらの条件から、焼入後も球状化炭化物を残留することになり、さらにその炭化物を安定なものとして焼入過敏性を少なくするとともに焼入性を上げるために、Cr を添加している。Cr は多すぎると  $\text{Cr}_3\text{C}_2$  の分解にくく粗大な炭化物をつくり焼入しにくくなるので、2% 程度までしか添加できない。Mo も Cr と同じ炭化物生成元素であるが、これも 0.5% をこえると  $\text{Mo}_3\text{C}$  型の非常に安定で粗大な炭化物を作る。

Mn は炭化物にも固溶するが、Cr, Mo のように分解しにくい炭化物を作らないので焼入性増加元素として使用される。しかし、Ni, Mo などとは異なって、マトリックスへの固溶量が多くなると機械的性質、とくに、じん性が低下すると考えられている。日本で最近標準化された SUJ 4, SUJ 5 でも、焼入性を増加させるために Mo を添加している。

Si は、表 3.2, 表 3.3 の規格鋼では、特殊鋼キルド鋼塊として必要な 0.2~0.4% 程度の量が含まれている。Mn が多い場合は 0.8% 程度まで加えられる。あとで述べるように、転がり疲れの機構の研究において焼もどし状の組織変化が認められるので、これを起りにくくするために、焼もどし抵抗を増加させる効果をもつ Si を 1.4~1.7% 添加すると、転がり疲れ寿命が増加した例がある<sup>10)</sup> (図 3.2)。AI を增加させても焼もどし抵抗、高温硬度が大きくなる。アメリカでも AISI 52100 に AI を 1.5% 添加した鋼を MHT (Medium High Temperature Use) として準高温用に開発している。AI と Si を両方添加しても焼もどし抵抗は高くなる<sup>11)</sup>。不純物については、総合的に評価していくが、原材料の純度がよくなになると転がり疲れ寿命が向上し<sup>12)</sup>、多くの寿命試験軸受を調査した結果では、Cu, As などが寿命に悪影響を及ぼしている<sup>13)</sup>。

#### (2) 非金属介在物

転がり疲れ破壊においては、小さい体積内に高い応力が繰返して加えられ、さらに材料のマトリックス硬さが高いので応力集中による切欠効果が大きい。そのため、非金属介在物の影響が他の構造用鋼よりも著しい。

非金属介在物のなかでは、塑性変形しやすい硫化物よりも、硬く変形しにくい酸化物 ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{FeO}$  など) の方が転がり疲れ寿命を減少させる (図 3.3)<sup>14), 15)</sup>。

非金属介在物のうち、酸化物には鋼を溶解するときの脱酸生成物も含まれているので、溶解時の脱酸を脱酸剤を用わずに行なえば酸化物が減少する。軸受鋼は高炭素低合金鋼

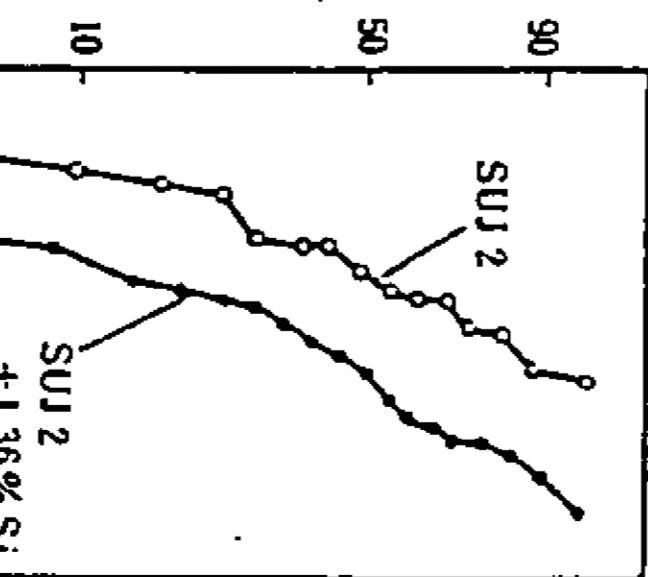


図 3.2 Si 量と転がり疲れ寿命  
(仕事ほか)